

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente



Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo Fin de Grado

Iñaki San Martín San Martín

Vanesa Estremera Carrera

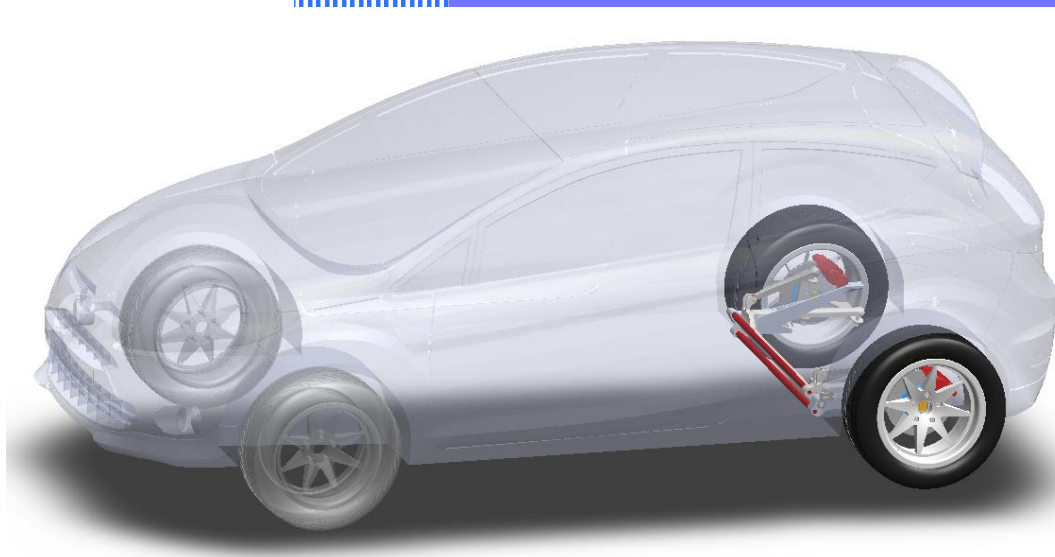
Pamplona, Abril 2020

Índice general

- I. Memoria**
- II. Planos**
- III. Anexos**

2020

Memoria



iñaki san martin

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Abril-2020

Índice de memoria

1.Introducción al proyecto.....	3
1.1. Introducción	3
1.2. Objetivo	3
1.3. Antecedentes	5
1.3.1. Suspensiones dependientes.....	5
1.3.2. Suspensiones independientes.....	6
1.3.3. Suspensiones semirrígidas, semiindependientes o de eslabones deformables.	11
1.3.4. Elementos elásticos.....	13
2.Diseño de la suspensión.....	16
2.1. Criterios y necesidades de la suspensión	18
2.2. Comparación de los sistemas actuales de suspensión.....	19
2.2.1. Comparativa respecto al asilamiento.....	19
2.2.2. Comparativa respecto al comportamiento	19
2.2.3. Comparativa respecto a la adaptabilidad o lo ajustable del sistema.....	20
2.2.4. Comparativa respecto al espacio necesario de cada sistema.	21
2.2.5. Comparativa respecto al coste económico.	21
2.2.6. Resumen de la comparativa.....	22
2.3. Desarrollo y evolución del diseño de la suspensión.....	23
2.3.1. Situación de partida.	24
2.3.2. Suspensión original.	24
2.3.3. Paso a independiente.....	25
2.3.4. Solución de esfuerzos transversales.	26
2.3.5. Solución de variación de la caída de las ruedas.	28
2.3.6. Evolución del diseño y diseño final de la suspensión.....	29
2.3.7. Interactuación de los componentes de la suspensión.	33
2.4. Justificación de diseño seleccionado.....	36
2.5. Ajuste del sistema	39
2.6. Centros de balanceo y eje de balanceo.....	59
2.6.1. Centro de balanceo	59
2.6.2. Cálculo del centro de balanceo	60
2.6.3. Comparativa de centros de balanceo de diferentes sistemas.	62
2.6.4. Eje de balanceo	65
2.6.5. Cálculo del centro de balanceo	65
2.6.6. Comparativa de ejes de balanceo para diferentes suspensiones.	68

3.Cálculos.....	67
3.1. Calculos a realizar.....	73
3.2. Calculo de los elementos elásticos y amortiguadores del sistema	73
3.2.1. Cálculos del elemento elástico.....	73
3.2.2. Cálculos del elemento amortiguador.....	86
3.2.3. Cálculos de la barra de estabilizadora.....	87
3.3. Ensayos de resistencia a la suspensión	93
3.3.1. Ensayo del sistema sometido a masa máxima sobre el eje trasero 1.....	93
3.3.2. Ensayo del sistema sometido a masa máxima sobre el eje trasero 2.....	95
3.3.3. Ensayo del sistema sometido a las fuerzas de un giro con carga máxima.....	99
3.3.4. Ensayo de sistema sometido a masa máxima y frenado.	105
3.3.5. Ensayo de sistema sometido a masa máxima, frenado y giro	107
3.3.6. Ensayo de sistema sometido a masa máxima, aceleración y giro	109
3.3.7. Ensayo de fatiga del sistema sometido a masa máxima, aceleración y giro.....	112
3.4. Selección de componentes	114
3.4.1. Selección de rodamientos de brazos principales.	114
3.4.2. Selección de rotulas esféricas.	117
3.4.3. Selección de cojinetes, tacos de unión y otros componentes.	117
3.5. Cálculo del coste económico y avance de presupuesto.....	119
4.Conclusión.....	112
5.Bibliografía.....	115

1. Introducción al proyecto

1.1. Introducción

El trabajo que se describe a continuación trata sobre el diseño de un sistema de suspensión trasera independiente. Esta consta de tres brazos que controlan los movimientos y el posicionamiento de la rueda para tratar de que este en la posición óptima para asegurar el máximo agarre.

Para obtener esta suspensión se parte de una suspensión de brazos arrastrados. Estos brazos serán los brazos principales que se unirán a una mangueta, a la cual se unen otros dos brazos oblicuos, uno superior, para controlar el ángulo de caída de la rueda y otro unido a la mangueta en su parte final para controlar la convergencia y el giro de la rueda.

Esta suspensión está pensada para poder ser utilizada en vehículos compactos, de manera que tengan un comportamiento superior al de otros vehículos con suspensiones menos elaboradas, pero con una merma de espacio interior debido a la suspensión trasera menor que en aquellos vehículos con una suspensión trasera de tipo multibrazo.

1.2. Objetivo

El objetivo del trabajo es diseñar la suspensión independiente para el eje trasero diferente de los tipos de suspensión ya existentes en el mercado. Para esto, se parte de una suspensión de brazos arrastrados a la que, modificando los brazos, para en vez de anclar directamente las ruedas, se ancle una articulación para unirlo con la mangueta en la que coloca la rueda.

A su vez esta mangueta se une con otros dos brazos o tirantes uno en la parte superior y otro en la parte trasera. Estos tirantes serán los encargados de controlar los movimientos de la rueda para que esta esté en la posición deseada en cualquier punto de su recorrido.

Para lograr que el comportamiento de la suspensión sea adecuado se trabajara con las longitudes y ángulos de los brazos secundarios, así como variando los puntos de anclaje en los que los brazos se unen al chasis y a la mangueta.

Todo esto para lograr que la suspensión en vez de comportarse como una de brazos arrastrados o una semiindependiente, tenga un comportamiento

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

mejorado sobre el de esta y más parecido al de una multibrazo al logran un mejor control del movimiento de la rueda, pero sin necesitar tanto espacio como esta.

Para esto se analizará como se mueve el sistema y se mejorará para que se adecue a los movimientos deseados.

Además, también se realizarán ensayos de resistencia a los componentes, cálculos de vida de componentes como los rodamientos y además se calcularán los muelles y amortiguadores y tratarán de ajustar para un comportamiento correcto.

1.3. Antecedentes

Para poder entender este trabajo es imprescindible tener un conocimiento básico sobre lo que es una suspensión, así como los tipos que hay y su clasificación.

Para empezar, se define como suspensiones según la R.A.E.(2019) al “conjunto de las piezas y mecanismos destinados a hacer elástico el apoyo de la carrocería sobre las ruedas”.

Una suspensión por lo general está compuesta por unos elementos elásticos, generalmente muelles, que son los encargados de aislar la carrocería de las irregularidades del piso. Estos están acompañados de amortiguadores para disipar la energía absorbida. Por último, se encuentran los brazos de la suspensión que son las partes rígidas de la suspensión que conectan las ruedas al resto del vehículo y limitan los movimientos de las ruedas, el número de estos elementos varía en función del tipo de suspensión que sea.

En cuanto a la clasificación de las suspensiones, se distinguen en dos grandes grupos en función de si los movimientos de una rueda influyen en su pareja (sin tener en cuenta la acción de la barra estabilizadora). Estos son los sistemas independientes y los dependientes. Existe un tercer tipo intermedio.

1.3.1. Suspensiones dependientes

Los sistemas dependientes son aquellos en los que las ruedas de un mismo eje (delantero o trasero) están comunicadas de manera que los movimientos de una se transmiten a la otra.

Dentro de las dependientes se encuentran el siguiente tipo:

- **Eje rígido:** Este sistema consta de una barra metálica que une las dos ruedas por su centro. Dentro de los sistemas de eje rígido se diferencian dos subtipos. Por un lado, están los de eje rígido motriz (live axle). La principal característica es que el eje es una carcasa en cuyo interior se encuentran el diferencial y los palieres que llevan la potencia a las ruedas.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente



Ilustración 1 Eje rígido motriz

Fuente: Tirereview.com

Por el otro lado están los ejes rígidos no motrices (dead axle) estos solo unen las dos ruedas por su centro con un perfil metálico, pero esas ruedas no son motrices, aunque pueden ser directrices.

Esta solución ha sido muy utilizada por su simplicidad, bajo coste y resistencia, aunque ha caído en el desuso por la desventaja del confort y su comportamiento dinámicos que puede resultar delicado en algunas circunstancias.



Ilustración 2 Eje rígido no motriz

Fuente: Km77.com

1.3.2. Suspensiones independientes

El otro grupo es el de las suspensiones independientes. Estas se caracterizan porque cada rueda se puede mover de manera individual, sin afectar ni verse afectada por el movimiento de la otra rueda.

En las suspensiones independientes se encuentran los siguientes tipos:

- **Semiejes oscilantes:** esta suspensión se podría considerar una evolución de una suspensión de eje rígido, ya que es básicamente un eje rígido, en el cual el grupo diferencial es fijo al chasis y los dos palieres oscilan sobre este conectando a su vez las ruedas y llevando la potencia a las ruedas. Esta solución fue utilizada en el pasado en coches de tracción trasera, en Mercedes-Benz o Renault, por ejemplo, pero actualmente no es utilizada.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente



Ilustración 3 Semieje oscilante (Renault)

Fuente: Widman.biz

- **Ballesta transversal:** Es un sistema en el que en vez de brazos inferiores se ha colocado una ballesta que une ambas ruedas, de forma que sirve como parte estructural y elástica de la suspensión. Generalmente era utilizada en ejes delanteros de vehículos de tracción y motor traseros antiguos como el Fiat 600, pero también es utilizada en vehículos más modernos y potentes como el Chevrolet Corvette.

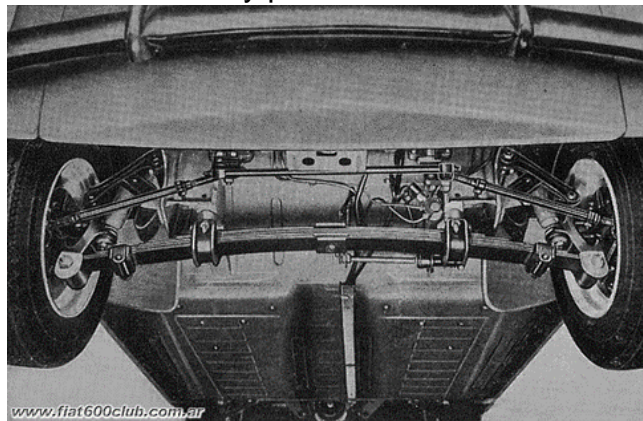


Ilustración 4 Suspensión de ballesta transversal. Fiat 600 *Fuente: fiat600club.com.ar*

- **Brazos arrastrados:** Esta suspensión consta de un brazo para cada rueda colocado de manera longitudinal al vehículo. Por la parte delantera está anclado al coche y por la trasera a la rueda, por esto se denomina arrastrado. Es utilizado en la suspensión trasera, aunque en algunos casos se ha utilizado en la parte delantera como en el Citroën 2cv. Por lo general en el eje trasero se ha utilizado ampliamente hasta su sustitución por suspensiones semiindependientes sobre finales de los 90.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

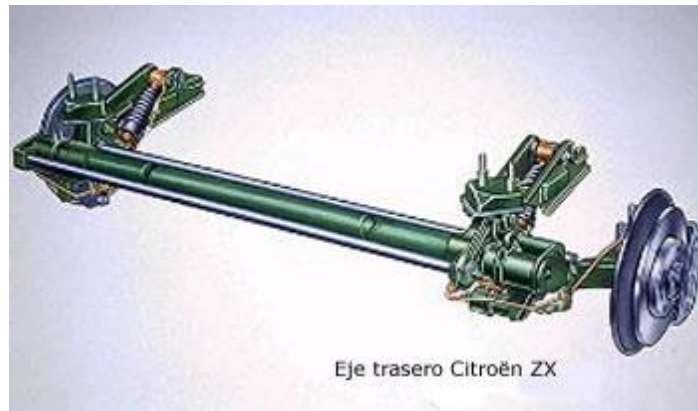


Ilustración 5 Eje trasero brazos arrastrados Citroën ZX Fuente: aficionadosalamecanica.blogspot.com

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

- **Brazos semi arrastrados:** Este sistema es una variante de los brazos arrastrados, solo que, en este caso en vez de estar colocados longitudinales, tienen un ángulo respecto a la línea longitudinal del vehículo. Por lo general el sistema se utiliza para vehículos tracción trasera o delantera para tratar de evitar la caída excesiva de las ruedas de los ejes arrastrados.



Ilustración 6 Suspensión brazos semi arrastrados Mercedes W126 Fuente: Damnxgood.com

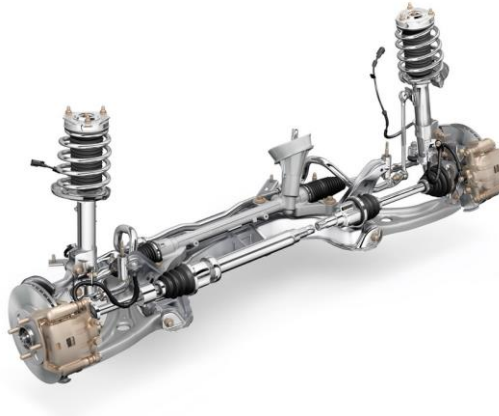
- **Doble triángulo o paralelogramo deformable:** Este sistema consta de dos estructuras cada una con dos tirantes unidos con forma de V o A aproximadamente y colocados uno encima del otro, de forma que uno se une a la parte inferior de la rueda y el otro a la superior logrando controlar con precisión los movimientos de la rueda. Este modelo fue utilizado ampliamente en el eje delantero tanto de vehículos de tracción como de propulsión desde su invención sobre los años 30 hasta la actualidad.



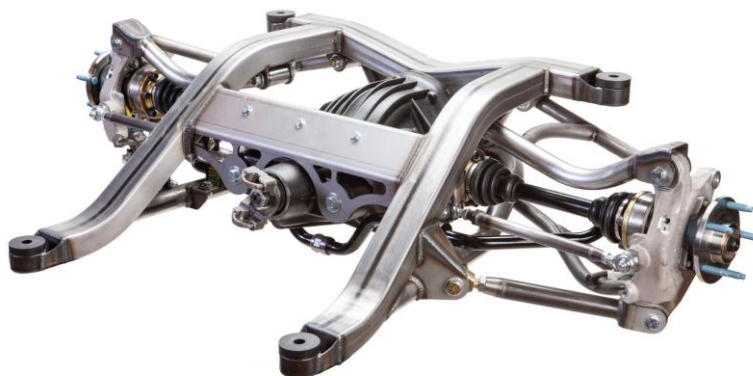
Ilustración 7 Suspensión de doble triángulo Fuente: WhichCar.com

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

- **McPherson:** Es un sistema que trata de simplificar el de doble triángulo, para lo cual sustituye el brazo superior por un pilar deslizante, que normalmente está formado por el amortiguador y muelle. Este sistema es más simple, por lo que rápidamente fue utilizado en el eje delantero de turismos. Hoy día está muy extendido su uso en todo tipo de vehículos.

*Ilustración 8 Suspensión McPherson**Fuente: Zonda4x4.com.ar*

- **Multibrazo:** Es el sistema de suspensión más complejo que existe y por consecuencia, es el que permite un mayor control sobre la rueda. Este sistema parte de un doble triángulo en el que cada parte del brazo está separada y se une directamente a la mangueta, permitiendo jugar con su diseño de esta forma logra un mayor control del movimiento de la rueda. Además, puede tener más brazos para aumentar el control y guiar con más precisión la rueda.

*Ilustración 9 Suspensión multibrazo. Fuente: Artmorrison.com*

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

1.3.3. Suspensiones semirrígidas, semiindependientes o de eslabones deformables.

Este tipo de suspensión no se clasifican dentro de los dos grupos principales ya que tienen características de unos y otros al ser un grupo intermedio. Se mencionan aparte, aunque algunos autores las incluyen en uno u otro grupo indistintamente.

Dentro de estas se diferencian dos modelos:

- **De Dion:** Es una suspensión en la que partiendo de un eje rígido se trata de mejorarlo. Al igual que en la suspensión de semibrazos oscilantes, se divide en diferentes componentes, tratando de eliminar masas no suspendidas. Para ello el diferencial se fija al chasis y las ruedas quedan unidas entre sí por un tubo deslizante y los tirantes, además de los palieres si es motriz. Este sistema fue usado en el pasado como una mejora respecto al eje rígido tradicional, pero actualmente no es muy utilizado salvo por excepciones como el Renault Twingo/Smart Forfour.

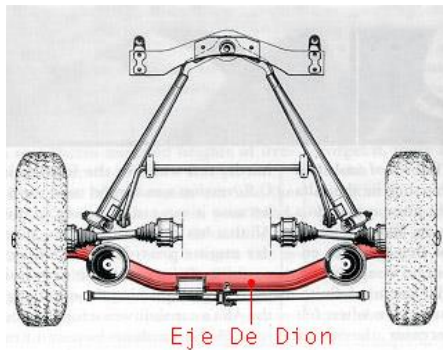
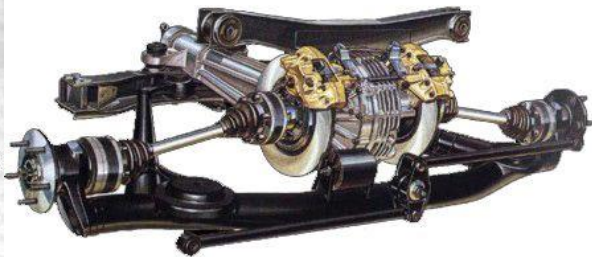


Ilustración 10 Suspensión de Dion



Fuente Km77/pinterest.es

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

- **Puente semiindependiente/semirrígido:** Es un sistema que, partiendo de un eje rígido no motorizado, desplaza la traviesa que une ambas ruedas por su centro a un punto entre el centro de las ruedas y el anclaje a la carrocería. El lugar donde se posiciona la traviesa marca el comportamiento de la suspensión, si esta próxima al eje de las ruedas su comportamiento se asemeja más al de un eje rígido, mientras que si está muy cercano al punto de pivote se parece al comportamiento de una suspensión de brazos tirados pero unidos por una barra estabilizadora muy basta. Este sistema empezó a utilizarse en los 70 por DKW, pero se popularizó con el Volkswagen Golf Mk1. Actualmente es utilizado por casi todos los vehículos compactos y subcompactos por su bajo coste y escaso espacio necesario.

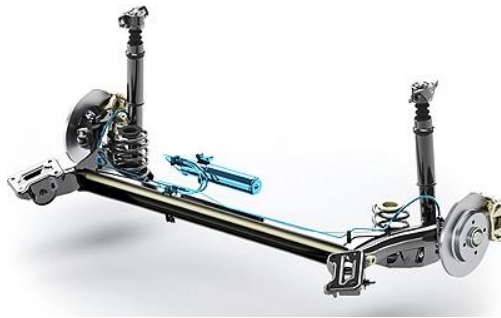


Ilustración 11 Puente trasero Semirrígido/semiindependiente.

Fuente: Forocoche.es

1.3.4. Elementos elásticos

También existen varios tipos de elementos elásticos para la suspensión de los vehículos, aunque todos ellos cumplen la misión de aislar de las irregularidades del suelo al automóvil y por supuesto a los ocupantes, brindándoles ese confort de no dar brincos debido al estado del piso.

En función del elemento elástico utilizado se diferencian estos tipos:

- **Ballestas:** Es el sistema más antiguo de todos, ya se utilizaba en carruajes. Consiste en una lámina de metal larga y estrecha con una curvatura. Esta se une al chasis por sus extremos y al eje por su centro, logrando con la flexión de la ballesta el amortiguamiento. Esta suspensión puede componerse de una única lamina o de varias superpuestas, así como también su grosor puede variar a lo largo de la ballesta o puede estar fabricada en materiales compuestos o polímeros además de metales.



Ilustración 12 suspensión de ballestas

Fuente: mecanicablog.com

- **Ballesta transversal:** Es un sistema en el que el elemento elástico también es estructural ya que además de absorber irregularidades, debe soportar los esfuerzos, ya que realiza también las funciones de un brazo inferior. Esta solución no ha sido muy utilizada salvo en modelos básicos antiguos como el Fiat/Seat 600. También se ha

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

utilizado en otros vehículos como Volvo para sus suspensiones traseras de la gama actual.



Ilustración 13 Suspensión trasera Volvo XC90 Fuente: Coches.net

- **Barra de torsión:** Es un elemento de elástico que consiste en una barra metálica normalmente, la cual en un lado está fijada a uno de los brazos de suspensión y se mueve con este, mientras que por el otro es fijo al chasis. La amortiguación se logra al retorcerse la barra, de modo que la resistencia a torsión marcará la rigidez, así como la longitud el desplazamiento. Este tipo se utilizaba en suspensiones delanteras unido al brazo inferior y colocadas longitudinalmente, así como en el eje trasero de suspensiones de brazos arrastrados o semi arrastrados colocándose transversalmente.

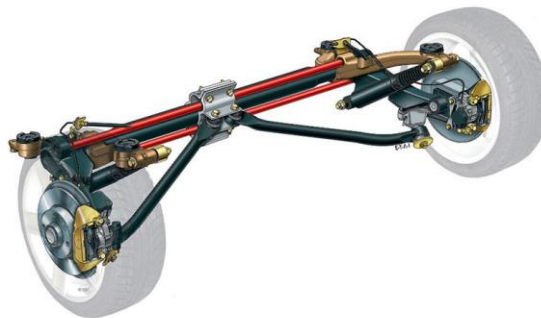


Ilustración 14 Suspensión de barras de torsión (en rojo) Peugeot 206

Fuente: Km77.com

- **Muelle helicoidal:** es el más conocido y utilizado con diferencia. Consiste en una espiral metálica que se comprime o extiende con los movimientos. Esta se coloca entre una parte de la suspensión y la carrocería en donde se sitúan sus soportes y contienen el muelle. La colocación de estos depende del sistema de suspensión. Por lo general están verticales entre un brazo o cazoleta que se mueve con la rueda y otro soporte fijo a la carrocería, pero también puede estar en horizontal ya sea longitudinal o transversal, así como oblicuo, dependiendo del espacio en el vehículo, el diseño y el comportamiento que se desee.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente



Ilustración 15 Suspensión con muelles

Fuente: aficionadosalamecanica.blogspot.com

- **Oleo neumática:** sistema de suspensión que utiliza un fluido, generalmente aceite, y un gas para absorber las irregularidades del suelo y no transmitir las. El principal sistema de este tipo es la hidroneumática de Citroën, la cual consiste en un pistón unido a las ruedas del coche y llenos con un aceite que es impulsado hacia una esfera al moverse la rueda, en esa esfera se encuentra el gas, en este caso nitrógeno presurizado que absorbe el desplazamiento de la rueda. Este sistema necesita que el aceite también esté presurizado, por lo que requiere una bomba que lo presurice y envíe a cada rueda. Como consecuencia de esto, el sistema es más complejo que los anteriores ya que requiere más componentes. Además, el sistema también controla la altura del vehículo, permitiendo que sea constante y variarla a deseo del conductor. Versiones más recientes también permiten variar la dureza de la suspensión y la altura en función de la velocidad o controlar el balanceo de la carrocería. También existen otras de este tipo como la hidro elástica del grupo BMC.

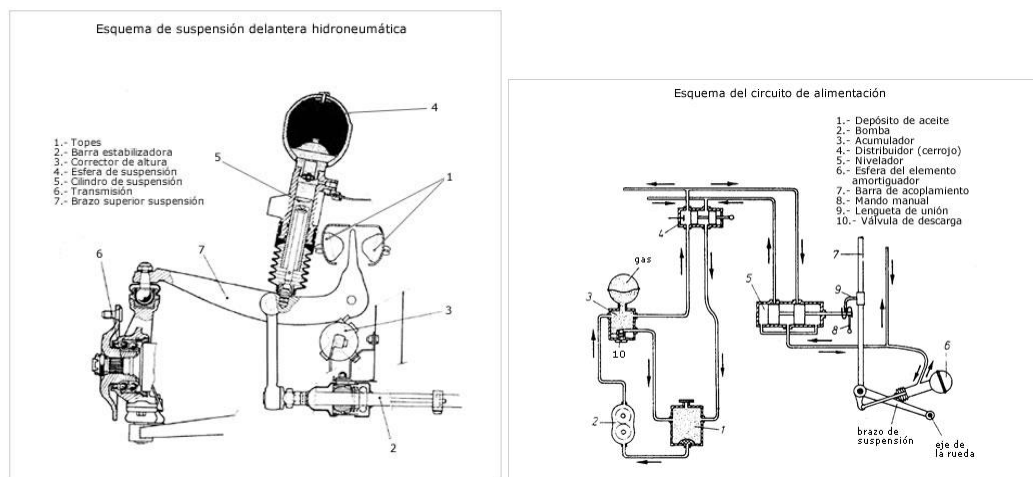


Ilustración 16 Suspensión hidroneumática

Fuente: aficionadosalamecanica.blogspot.com

- **Neumática:** En estas el muelle es sustituido por una bolsa o cojín de aire que realiza la misma función que el muelle. Este sistema requiere de accesorios exteriores como un compresor de aire para presurizar el aire del sistema y así mantener la presión o modificarla y variar la altura

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

libre al suelo. Este sistema está extendido en vehículos de alta gama y marcas de cierto renombre como BMW, Mercedes, etc.



Ilustración 17 Suspensión neumática Fuente: Rumbonortecaravning.com

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

- **Tacos de caucho o Moulton:** Este tipo, como elemento elástico utiliza tacos de caucho en lugar de resortes helicoidales. Fue utilizado en el Morris Mini pero no ha tenido una gran difusión, logra un comportamiento del vehículo bastante firme, pero no permite un gran recorrido de la suspensión ni un gran aislamiento.



Ilustración 18 Suspensión trasera Moulton de un Morris Mini

Fuente:pieldetoro.net

2. Diseño de la suspensión

2.1. Criterios y necesidades de la suspensión

Para la realización de la suspensión es imprescindible realizar una lista con las necesidades que se le van a exigir, así como también unos criterios para evaluar cada diseño y elegir el más adecuado a lo deseado.

Comenzamos mencionando los criterios para la selección y desarrollo de la suspensión más adecuada.

El primer criterio que evaluar es el aislamiento que brinda respecto del suelo, esto es el confort que permite. Como esto depende además de la suspensión de los elementos elásticos y amortiguadores, este aspecto se valorará solo teóricamente, suponiendo mismo muelle y amortiguador.

El segundo punto, es el control que permite, es decir el comportamiento ante grandes esfuerzos laterales, como podría ser tomar una curva a alta velocidad.

El tercero es el ajuste que permite el sistema, esto es, lo que permite cambiar de sus geometrías para lograr variar el comportamiento y por tanto adecuarlo a diferentes vehículos o diferentes puestas a punto para modificar su comportamiento.

El cuarto es que el sistema ocupe el menor espacio posible y ligado a esto tenga el menor peso posible

El quinto es que el coste de la suspensión sea el mínimo posible y no sea muy elevado.

Con estos criterios se evaluarán las suspensiones existentes, para ponerlas en contexto y compáralas con la que se desarrolle, que también será examinada.

A continuación, se van a describir las principales necesidades de una suspensión, aunque estas están bastante ligadas a los criterios mencionados anteriormente.

La primera necesidad es la de aislar al vehículo de las irregularidades del suelo, ya que esto es la razón de existir de las suspensiones. La suspensión debe ser suficientemente blanda para absorber la mayor cantidad de irregularidades que sea posible.

La segunda necesidad es la de permitir guiar el coche con facilidad, es decir que sea estable, tanto ante un uso normal del vehículo como en un uso más exigente no sea inestable.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

La tercera es que ocupe el menor espacio posible y así permita un mayor espacio interior ya sea para los ocupantes o para el maletero.

Por último, mencionar el coste económico, ya que es una parte clave para la viabilidad del proyecto que la suspensión no sea excesivamente cara ya que las otras alternativas la eliminarían.

2.2. Comparación de los sistemas actuales de suspensión.

Los diferentes sistemas que hay actualmente en el mercado para ejes traseros, los cuales se han mencionado en el apartado de antecedentes, junto con el resto de los sistemas, se van a comparar entre sí y según los criterios mencionados para así comprobar cuál de los sistemas es el que mejor cumple los requisitos y al que se debería asemejar o mejorar el sistema desarrollado.

Primero se compararán los sistemas que hay actualmente en el mercado para ejes traseros no motrices como son: el eje rígido, semiindependiente, brazos arrastrados, semi arrastrados, McPherson, doble triángulo y multibrazo. Según los criterios de: Confort, control, ajuste o adaptabilidad, espacio y coste.

2.2.1. Comparativa respecto al aislamiento.

En este apartado se evaluará el aislamiento o confort que cada suspensión brinda, sin tener en cuenta el muelle y amortiguador, simplemente por la geometría de la suspensión. Se valorará con 1, 3, 5, puntos de peor a mejor.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triángulo	Multibrazo.
Aislamiento/ confort	1	3	5	5	5	5	5

Tabla 1: Comparativa de aislamiento/confort.

Fuente: creación propia

Como conclusión tras el análisis, se puede comentar que claramente todos los sistemas independientes son superiores a los otros dos. También hay que destacar que es aún peor el eje rígido que el semirrígido.

Tras este análisis de este apartado, la suspensión a calcular debería ser independiente para estar a la altura de las mejores.

2.2.2. Comparativa respecto al comportamiento

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

En este apartado se evaluará el comportamiento que tiene cada suspensión, el que tendría teóricamente solo por su geometría. Se valorará con 1, 3, 5, puntos de peor a mejor.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triangulo	Multibrazo.
Control/ dinamica	1	1	3	3	5	5	5

Tabla 2: Tabla comparativa de control/dinámica

Fuente. Creación propia

Tras observar la tabla se extrae la conclusión de que en comportamiento parece estar ligado al tipo de suspensión. Así, por un lado, los sistemas menos elaborados, como son el de eje rígido o el semi independiente, resultan los peores comparados con los más elaborados como la multibrazo, la de doble triangulo o la McPherson, que son los mejor valorados. En una posición intermedia se encuentran los sistemas independientes más simples como son los brazos arrastrados y los semi arrastrados.

Analizando este resultado, la suspensión a diseñar para que tenga un buen comportamiento debe ser muy elaborada o al menos ser similar a un sistema de los mejor valorados como el multibrazo.

2.2.3. Comparativa respecto a la adaptabilidad o lo ajustable del sistema.

En este apartado se evaluará lo ajustable que es cada suspensión, es decir, lo que se puede modificar sin gran complicación para variar la geometría. Se valorará con 1, 3, 5, puntos de peor a mejor.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triangulo	Multibrazo.
Ajuste/ adaptabilidad	1	1	1	1	3	5	5

Tabla 3: Tabla comparativa respecto a la adaptabilidad

Fuente: Creación propia

Analizando los valores de la tabla se observa que, como era de esperar, son más adaptables los sistemas que más componentes tienen. De este modo los más ajustables son en multibrazo y el de doble triangulo superpuesto, que son los que más componentes tienen, les sigue la suspensión McPherson, lo cual es lógico. Por último, están los más simples ejes tirados, el eje semirrígido y rígido, ya que estos no tienen tantos componentes y las uniones de estos son más simples.

De este modo la suspensión a diseñar debe tener suficiente adaptabilidad para poder situarse en la parte alta de esta comparativa, de forma que para ello el sistema deberá ser más o menos complejo, de modo que tenga varios componentes y con estos permitir su ajuste

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

2.2.4. Comparativa respecto al espacio necesario de cada sistema.

En este apartado se evaluará el espacio necesario para colocar en el vehículo cada suspensión, es decir el espacio que se debe restar a los pasajeros o al maletero para poder colocar cada tipo de suspensión. Se valorará con 1, 3, 5, puntos de mayor espacio necesario a menor.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triángulo	Multibrazo.
Espacio necesario	3	5	5	3	3	1	1

Tabla 4: Tabla comparativa del espacio necesario.

Fuente: Creación propia

Analizando los datos que arroja la tabla, se puede ver que como era de esperar los sistemas con más componentes necesitan más espacio, con lo que obtienen peores puntuaciones. Por otro lado, los sistemas con menor complejidad y menos componentes necesitan menos espacio. También se puede ver que los sistemas con brazos arrastrados salen mejor parados que aquellos que tienen componentes transversales.

Así, como conclusión para la suspensión, se puede señalar que es conveniente que no tenga un número elevado de componentes y además tratar de que estos estén de manera longitudinal y no transversalmente, restando espacio al interior.

2.2.5. Comparativa respecto al coste económico.

En este apartado se evaluará el coste económico de cada suspensión, es decir el coste de cada sistema, tanto la parte de desarrollo como la de su fabricación. Se valorará con 1, 3, 5, puntos de mayor coste a menor.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triángulo	Multibrazo.
Coste económico	5	5	3	3	1	1	1

Tabla 5: Tabla comparativa del coste económico

Fuente: creación propia

Como se observa en la tabla, el coste de la suspensión está relacionado con la complejidad y el número de elementos de los que se compone. De este modo, los sistemas más económicos son el eje rígido y el semiindependiente, ya que son los más simples, en el otro extremo están los sistemas más elaborados como son el McPherson, el de doble triángulo y el multibrazo, estando los otros sistemas independientes en una posición intermedia.

De este punto se extrae que en la suspensión a diseñar se debe controlar mucho el coste ya que si se realiza un sistema muy complejo puede dispararse y el sistema al final no sería competitivo.

2.2.6. Resumen de la comparativa

A continuación, se realiza un resumen de la comparativa y se comentan las conclusiones extraídas, como son algunas de las características que debe tener el sistema.

Para comenzar si se juntan los resultados de cada comparativa se obtiene la siguiente tabla.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triangulo	Multibrazo.
Aislamiento/ confort	1	3	5	5	5	5	5
Control/ dinamica	1	1	3	3	5	5	5
Ajuste/ adaptabilidad	1	1	1	1	3	5	5
Espacio necesario	3	5	5	3	3	1	1
Coste economico	5	5	3	3	1	1	1
Suma	11	15	17	15	17	17	17

Tabla 6: Tabla de resultados generales Fuente: creación propia

Observando los datos de la tabla se puede ver como la suma total, en los sistemas independientes es superior a los dependientes, con lo que, en principio, indica que el sistema a desarrollar deberá ser independiente.

Si a cada apartado analizado se le da un peso en función de la importancia que tiene para el conjunto de la suspensión, se obtiene el tipo de suspensión que mejor se adapta a lo que se requiere. Para este caso, al ser un vehículo de calle, los aspectos más importantes son el confort, la dinámica y el coste económico, todos ellos con el mismo peso del 25%. El resto se reparte entre el espacio, lo cual también es importante, por lo que se le da un 20% y por último el ajuste del sistema con un 5%.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triangulo	Multibrazo.
Aislamiento/ confort	1	3	5	5	5	5	5
Control/ dinamica	1	1	3	3	5	5	5
Ajuste/ adaptabilidad	1	1	1	1	3	5	5
Espacio necesario	3	5	5	3	3	1	1
Coste economico	5	5	3	3	1	1	1
Suma	11	15	17	15	17	17	17
Resultado sobre 10	4,8	6,6	7,6	6,8	7	6,4	6,4

Tabla 7: Tabla con resultados ponderados. Fuente: creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Una vez se tienen los resultados multiplicados por el factor correspondiente, se observa que no cambia en exceso los resultados anteriores ya que los sistemas independientes siguen mostrando su superioridad sobre los sistemas dependientes.

El sistema con mayor puntuación es el de brazos arrastrados, pero la diferencia respecto del siguiente no es elevada (menos de un punto), con lo que, para la suspensión a desarrollar sería una buena opción partir de una suspensión de brazos arrastrados, pero teniendo en cuenta sus puntos más débiles para tratar de reforzarlos y mejorarlos respecto al resto de sistemas.

Además, también se han obtenido ciertas características que sería conveniente que tuviera la suspensión, como es que esta debería ser independiente, debería tener cierta complejidad para ser adaptable y presentar una buena dinámica, también se debería tratar de que esa complejidad no derive en una gran cantidad de componentes, sobre todo transversales, que reduzcan en gran medida el espacio y también aumenten el coste.

2.3. Desarrollo y evolución del diseño de la suspensión

Con las necesidades y las características que se han obtenido en los puntos anteriores se procede a diseñar la suspensión que se desea.

Para comenzar se debe enfocar a que vehículos o segmento se va a dirigir la suspensión, que en este caso serán vehículos compactos y urbanos, los cuales son ideales para un nuevo sistema de suspensión ya que son vehículos de unas dimensiones contenidas con lo que el espacio interior es muy importante, así como es una gama en la que actualmente las suspensiones traseras empleadas no suelen ser muy elaboradas, ya que hasta hace poco tiempo eran vehículos básicos, dedicados a moverse por la ciudad o sin grandes pretensiones dinámicas. Pero esta situación está cambiando, los compactos hace tiempo que son vehículos que han sustituido a las berlinas medias, mientras que los urbanos, han crecido que están en un tamaño equivalente al de compactos de hace tiempo y no son solamente utilizados en el ámbito urbano. Además, sus prestaciones han aumentado con lo que es conveniente dotarles de una suspensión a la altura.

Como ya se ha comentado, el sistema a desarrollar es para vehículos con suspensiones poco elaboradas, las cuales suelen tratarse de un eje semiindependiente ya que, como se ha podido ver en la comparativa, es un sistema muy económico, que no permite un comportamiento excelente ni un gran confort, pero en general es una solución de compromiso, sobre todo por costes.

Pero debido al crecimiento de los vehículos explicado anteriormente, es una buena oportunidad para sustituir esas suspensiones traseras por otras más

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

elaboradas que permitan una mejor dinámica, confort y le aporten un valor añadido al vehículo.

2.3.1. Situación de partida.

Para empezar, el sistema de suspensión al que pretende reemplazar es al sistema semiindependiente, mejorándolo para hacerlo una alternativa compacta y económica de una suspensión multibrazo. Para esto en los siguientes puntos se ira evolucionando y cambiando la geometría de la suspensión para adaptarla y lograr el comportamiento y características deseadas.

2.3.2. Suspensión original.

El sistema de suspensión original como se ha mencionado es el sistema semiindependiente y ya fue presentado en la introducción, también se mencionaron sus características. En este punto se tratará más a fondo su comportamiento y sus desventajas.

El comportamiento de este sistema es intermedio entre un eje rígido y una suspensión de brazo arrastrado en la mayoría de los casos, en los cuales el elemento torsional que une los dos brazos está colocado entre el punto de giro y el centro de la rueda, aunque ligeramente más cerca del punto de giro. Con esto, el sistema es adecuado siempre que ambas ruedas se muevan al unísono y no esté el suelo muy irregular, en cuyo caso el sistema comienza a resultar incomodo al transmitir irregularidades por la dependencia existente entre ambas ruedas.

Otro punto que comentar es el comportamiento en curvas. En este caso, debido a la geometría de la suspensión y a los anclajes necesarios, generalmente tacos de goma que permiten el giro, ante fuerzas laterales el eje tiene un efecto de giro hacia el exterior de la curva lo que compromete la estabilidad del coche a alta velocidad o un fuerte apoyo.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

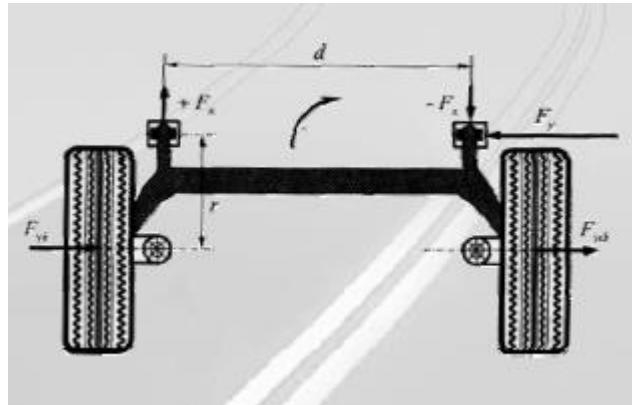


Ilustración 19 fuerzas sobre eje semiindependiente. Fuente: Ingeniería del automóvil (P. Luque, D. Álvarez, C. Vera)

También cabe mencionar que las ruedas no pueden cambiar su geometría, ya que van unidas a los brazos y únicamente les permiten bajar y subir, solo cambian ante grandes esfuerzos como el comentado, al igual que las ruedas al ir sujetas solo por un punto central se pueden deformar ante grandes esfuerzos variando también la caída o la convergencia, lo que hace que el sistema pueda ser impreciso si no es suficientemente rígido. También en curvas la caída cambia al inclinarse las ruedas con la carrocería lo que deforma la huella de contacto y por tanto tiene menor agarre.

En cuanto a características buenas, es ligero, barato y ocupa poco espacio, lo cual son características que si nos interesan conservar.

A continuación, se muestra la puntuación del sistema de partida en la tabla del apartado 2.1. Criterios y necesidades.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triángulo	Multibrazo.
Aislamiento/ confort	1	3	5	5	5	5	5
Control/ dinámica	1	1	3	3	5	5	5
Ajuste/ adaptabilidad	1	1	1	1	3	5	5
Espacio necesario	3	5	5	3	3	1	1
Coste económico	5	5	3	3	1	1	1
Suma	11	15	17	15	17	17	17

Tabla 8 puntuaciones de las diferentes suspensiones. Resaltado suspensión semiindependiente Fuente: creación propia

2.3.3. Paso a independiente.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Tras analizar el sistema con el que se cuenta en origen y enumerar sus puntos positivos y negativos, se debe comenzar a modificar el sistema para mejorarlo.

El primero de esos cambios es pasar a utilizar una suspensión independiente con la que se mejora el comportamiento y el confort. Para esto en lugar de un sistema semirrígido se tomará el sistema independiente más similar, como es el sistema de brazos arrastrados, el cual es básicamente idéntico salvo por la ausencia de la barra que une ambos brazos.

Las mejoras obtenidas con este cambio son, en primer lugar, la independencia de los movimientos de las ruedas, lo que tiene como consecuencia un mayor confort. También el sistema tiene el centro de balanceo más bajo, lo cual como se explicará más adelante es bueno al mejorar el comportamiento del vehículo.

Por otro lado, los inconvenientes de los movimientos de la rueda debido a esfuerzos siguen apareciendo, así como la variación de la caída al inclinarse el vehículo.

Si se observan las calificaciones de este nuevo sistema, en general se ha mejorado la calificación del sistema.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triangulo	Multibrazo.
Aislamiento/confort	1	3	5	5	5	5	5
Control/dinamica	1	1	3	3	5	5	5
Ajuste/adaptabilidad	1	1	1	1	3	5	5
Espacio necesario	3	5	5	3	3	1	1
Coste economico	5	5	3	3	1	1	1
Suma	11	15	17	15	17	17	17

*Tabla 9 puntuaciones de los diferentes sistemas de suspensión. Resaltado brazos arrastrados.
Fuente: Creación propia*

2.3.4. Solución de esfuerzos transversales.

El sistema como se ha comentado sigue teniendo un comportamiento mejorable.

El principal problema es que ante esfuerzos el sistema tiene ligeros desplazamientos que provocan que el eje tenga un efecto direccional en sentido opuesto al del eje delantero, lo que provoca que el coche sea más inestable y difícil de controlar. Para solucionar este problema se pueden colocar unos tirantes auxiliares que se conecten la parte posterior de los brazos para hacer más rígido el sistema y evitar este problema. Estos tirantes se pueden colocar

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

de manera diagonal. Esta solución se ha aplicado en automóviles con un sistema de suspensión trasero de brazos arrastrados en el pasado, logrando mejorar su comportamiento, como en el Peugeot 206 RC.

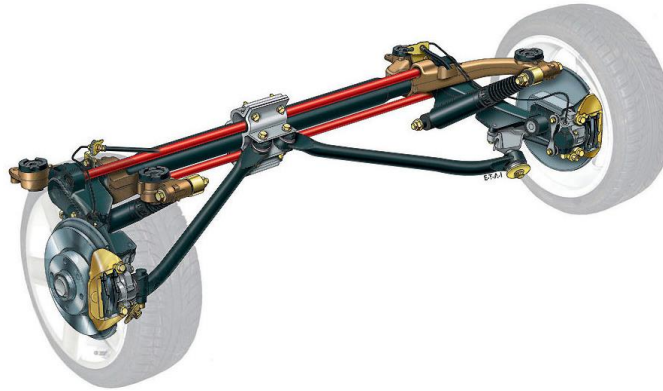


Ilustración 20 Puente trasero Peugeot 206RC

Funete:Espirituracer.com

También se podrían colocar sistemas de barras conectando la parte trasera de los brazos con la carrocería, mediante el uso de timonería de Watt como en algunos sistemas semirrígidos. Por ejemplo, como el utilizado por Opel en el Astra para mejorar su comportamiento.



Ilustración 21 Suspensión trasera con timonería de Watt

Fuente: Motorpasion.com

Con estos cambios, como ya se ha comentado se logra mejorar la dinámica del vehículo al eliminar los movimientos no deseados y tener un mayor control de los movimientos de la rueda.

La inclusión de más componentes, como es lógico, trae consigo la necesidad de más espacio en la parte posterior del vehículo para poder ser colocada, con lo que se reduce el espacio interior. Para paliar este efecto, se debe tener mucho cuidado tanto con el tamaño como con la forma de los tirantes, así como su colocación, ya que como se puede observar, la colocación de una timonería de Watt requiere más espacio, con lo que parece una mejor opción colocar un tirante oblicuo.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

2.3.5. Solución de variación de la caída de las ruedas.

Tras las acciones del apartado anterior, el único problema de dinámica que falta por resolver es el cambio de caída según se inclina la carrocería.

Para tratar de corregir este problema, se tomara como ejemplo las geometrias de un sistema de doble triangulo, ya que en este sistema se puede eliminar el problema. Si se toman como ejemplo, se puede comprobar como en estos sistemas la caída de los neumáticos dependen de la longitud de los brazos superior e inferior.

Luego, en la suspensión se debería incluir un tirante superior para poder controlar la caída de las ruedas, para que estas se comporten como se se tratara de una suspensión de paralelogramo deformable.

Así con todas las modificaciones realizadas, se consigue un sistema de tres brazos, los cuales son: el brazo arrastrado principal, que esta en posición longitudinal y anclado ligeramente por debajo del centro de la rueda y desplazado hacia delante, a este le acompaña un tirante oblicuo unido a la parte posterior de la mangueta, que se encarga de evitar o favorecer la convergencia o divergencia de las ruedas. Por último esta el tirante superior que se encarga de controlar la caída de las ruedas para mantenerla en unos valores que sean adecuados.



Ilustración 22 Comparativa de caída en diferentes tipos de suspensión. Fuente: Autocar.co.uk

En las imágenes se aprecia como la inclinación de las ruedas es igual a la de la carrocería en un sistema de brazos arrastrados (izquierda), mientras que una suspensión multibrazo controla mejor la caída de las ruedas (derecha). Esto deriva en que, al inclinarse, la superficie de contacto se reduce al deformarse también la huella del neumático con lo que el agarre es menor, mientras que, en un sistema multibrazo o paralelogramo deformable, al inclinarse menos la rueda, la huella es más estable, la superficie de contacto se mantiene más estable y en agarre disponible es superior.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

2.3.6. Evolución del diseño y diseño final de la suspensión

A continuación, se va a realizar prototipos de la suspensión que se ha diseñado con todas las condiciones y características mencionadas anteriormente. Así como el proceso evolutivo.

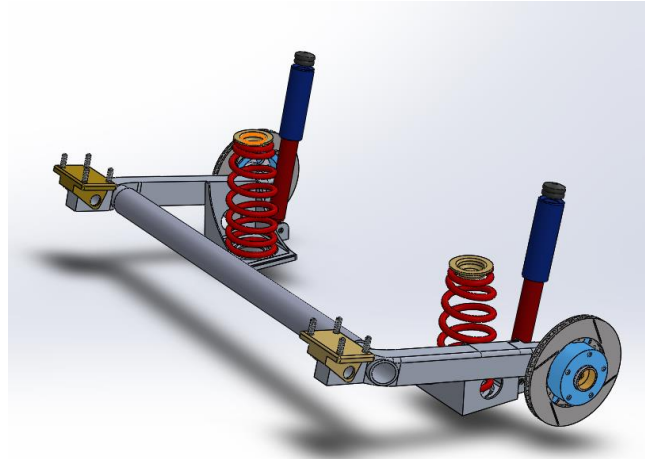


Ilustración 23 Eje trasero semirrígido

Fuente: Grabcad.com

Este es el sistema de partida, al cual como se ha dicho se le realizan modificaciones para pasar a ser un sistema independiente.

Para empezar, se pasa a un sistema independiente, tal y como se ha dicho. Para ello se eliminan los componentes que unen ambos lados. En este caso, consiste en eliminar el elemento torsional que une los dos brazos arrastrados, pasando a tener un sistema de brazos arrastrados independientes.

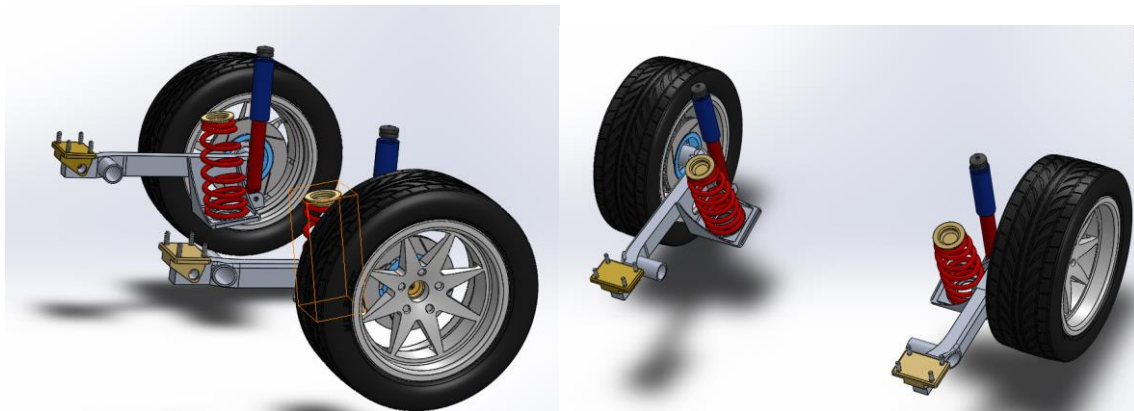


Ilustración 24 Puente semirrígido modificado a independiente

Fuente: Creación propia

Las modificaciones realizadas en el sistema producen una pérdida de la rigidez del sistema, ya que, al no estar unidos los dos brazos, las fuerzas transversales no se transfieren por el elemento de unión de ambos y debido a esto, en vez de repartirse las fuerzas transversales entre ambos apoyos, cada apoyo debe absorber todas las fuerzas que se producen en cada neumático.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Debido a esto, los sistemas de brazos arrastrados suelen tener un subchasis al cual se anclan los brazos, ya que los anclajes deben ser más fuertes, además ayudan a aislar la carrocería de vibraciones que se produzcan.

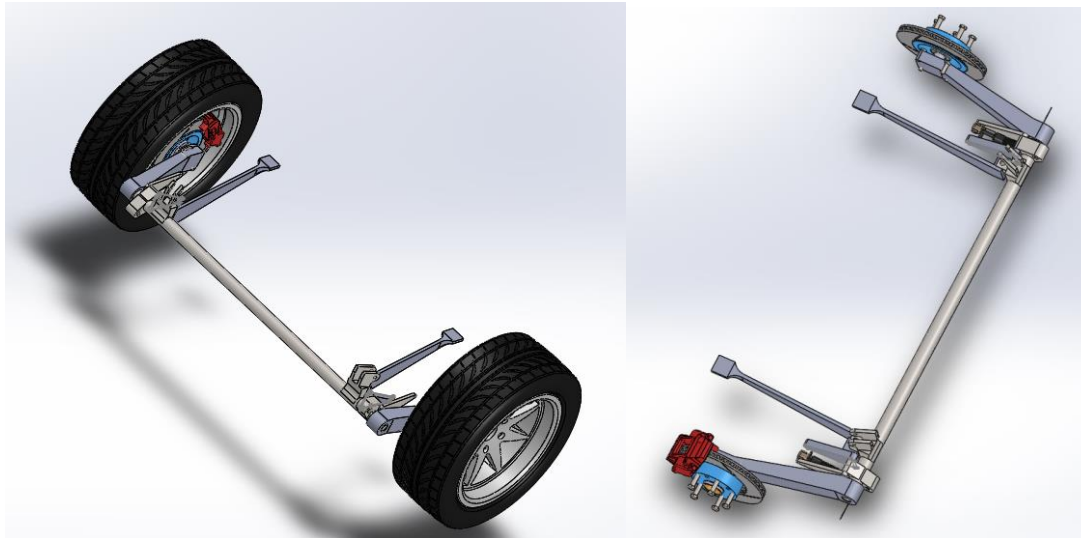


Ilustración 25 Suspensión de brazos arrastrados

Fuente: Creación propia

Como se aprecia en las imágenes, el subchasis necesario no es muy aparatoso y básicamente ocupa el lugar de la barra que unía ambos brazos. Aunque si necesita un poco más de espacio ya que el subchasis cuenta con anclajes en el cuerpo principal, es decir en la parte delantera, pero además incorpora dos soportes en la parte trasera para darla mayor rigidez, por lo que se necesitan dos largueros que unan el cuerpo principal a los apoyos traseros.

Por otro lado, para tratar de ahorrar espacio en altura, se cambia el sistema de suspensión de muelles y amortiguadores verticales por uno de amortiguadores horizontales que apenas necesita espacio y se cambia los muelles helicoidales por un sistema de barras de torsión que se adapta mejor a la nueva fisionomía del sistema de suspensión.

El siguiente paso como se ha comentado anteriormente, es el de añadir mayor resistencia a la suspensión frente a esfuerzos transversales. Para esto se añaden unos tirantes oblicuos que unan la parte trasera de los brazos al subchasis, pero se debe tener cuidado de no perjudicar el espacio colocando los brazos muy transversales.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

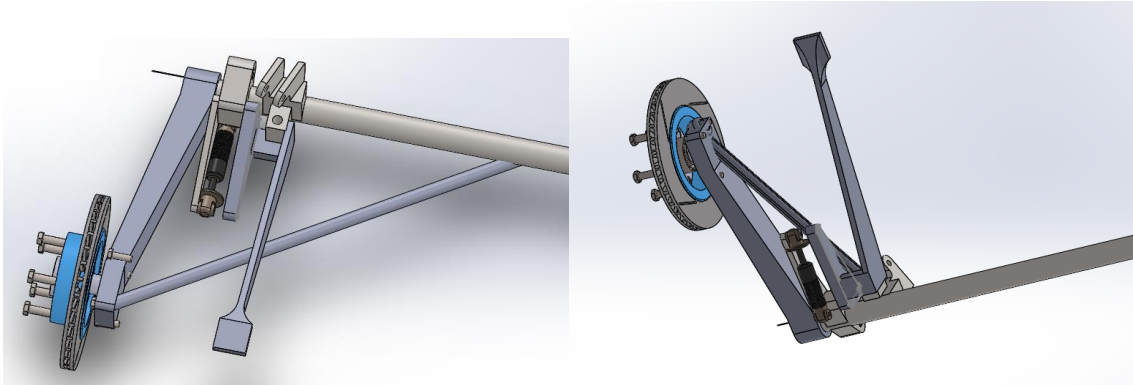


Ilustración 26 Tirantes oblicuos de refuerzo. Fuente: Creación propia

Como se ve en las imágenes, si el tirante se coloca unido hacia el centro del subchasis, las fuerzas las transmitirá más axialmente lo que significa que con una barra más esbelta se pueden lograr los efectos deseados, pero por otro lado se ocupa más espacio en los bajos del vehículo. Por el contrario, si se utiliza una barra en un ángulo más pequeño y próximo al brazo, se necesitará que sea más gruesa para soportar el esfuerzo ya que este tenderá a pandear la barra, se necesita menos espacio y se consigue un diseño más compacto dejando libre toda la parte central del vehículo.

Por último, solo faltaría de colocar un tirante superior para controlar la inclinación de la rueda y evitar cualquier movimiento no deseado en la rueda.

Para esto, se deben realizar varias modificaciones. Para empezar, al colocar otro brazo, el buje debe poder variar su caída respecto del brazo principal, con lo que se deberá colocar una mangueta. A esta mangueta se unirán los tres brazos.

Por otro lado, se deberán controlar los anclajes del subchasis de los dos tirantes extra que se han colocado, tanto del superior como de el trasero que controla la convergencia de las ruedas.

A continuación, se muestran imágenes con las modificaciones realizadas y como queda el sistema con todas las modificaciones realizadas.

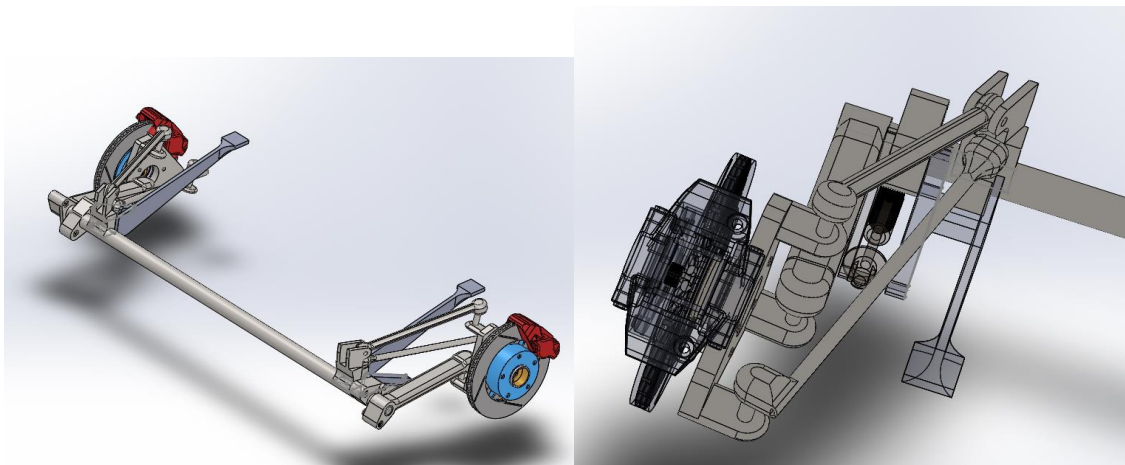


Ilustración 27 Configuración final de la suspensión Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Como se aprecia en las ilustraciones el sistema final es un sistema complejo, el cual consta de tres brazos. Además para unirlo a la rueda, se coloca una mangueta, al igual que en cualquier sistema multibrazo o McPherson.

Si se observa el puente trasero al completo, se puede observar como a pesar de la complejidad de este y la cantidad de elementos de los que consta, no se necesita una gran cantidad de espacio y además, entre los dos lados de la suspensión queda un gran espacio libre, así como tampoco invade un gran espacio a lo alto por lo que no invade el espacio de maletero o habitáculo.

En cuanto a los componentes de la suspensión, esta consta de cuatro componentes principales, como son los tres brazos y la mangueta.

El brazo principal, colocado longitudinalmente, es el de mayor tamaño y el encargado de soportar las mayores fuerzas tanto de cargas del vehículo como de las irregularidades de la carretera ya que es el que está conectado con el elemento elástico y el amortiguador.

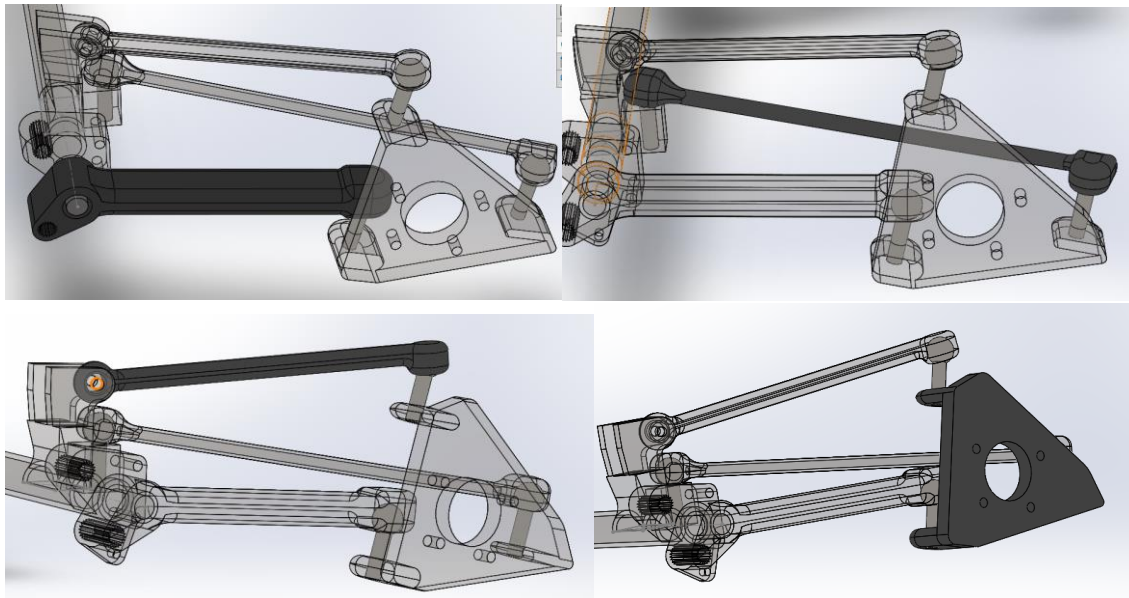


Ilustración 28 Brazo principal(arriba izquierda), brazo trasero(arriba derecha), brazo superior(abajo izquierda) y mangueta(abajo derecha) Fuente: Creación propia

El brazo principal está unido a la mangueta por la parte delantera inferior de esta, permitiendo la variación de caída y convergencia de esta. A la mangueta también se le une un segundo brazo en la parte trasera para controlar los movimientos de convergencia y adecuarlos a lo deseado. Por último, en la parte superior de la mangueta se encuentra otro brazo que es el encargado de controlar la caída de la rueda y modificarla a lo largo del recorrido de suspensión para modificarla y adecuarla a la deseada.

Con todas estas modificaciones se llega al diseño final de la suspensión con el cual se logra el comportamiento deseado, y se mejoran las deficiencias del sistema que se había tomado como inicial.

2.3.7. Interactuación de los componentes de la suspensión.

La suspensión que se ha diseñado es un sistema de tres barras. A continuación, se va a describir, además de la función de cada una la cual ya ha sido explicada, como varía la geometría de suspensión al variar las características de cada componente.

- **Brazo principal.**

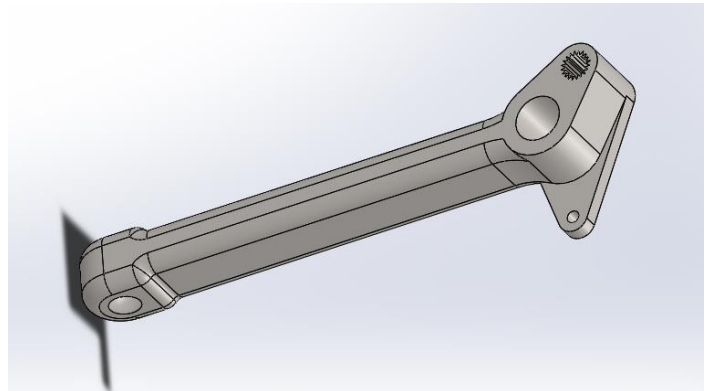


Ilustración 29 Brazo principal. Fuente: Creación propia

Este brazo se encuentra en posición horizontal longitudinal y es el que soporta los esfuerzos mayores como se ha comentado en el apartado anterior. Es el brazo que se conserva de la suspensión de brazos arrastrados, la cual sirve de base para esta suspensión.

Este brazo en su extremo delantero tiene una articulación que permite el giro vertical sobre el subchasis. En este extremo también se encuentran otros dos taladros, uno de gran tamaño y estriado en el cual se introducirá la barra de torsión y otro de inferior tamaño y sobre una pletina de menor espesor que el brazo que será el acople para el amortiguador. En el extremo opuesto, es decir en la parte trasera, cuneta con una cavidad esférica en la cual se colocará una articulación esférica que permita el giro en cualquier sentido de la mangueta.

Si el brazo se modifica no hay variaciones de comportamiento, salvo que en al subir o bajar la suspensión cuanto más largo sea el brazo menor será el recorte de la batalla. Para que tuviera más efectos se debería cambiar el giro y pasar a tener un sistema semi arrastrado.

- **Brazo trasero.**

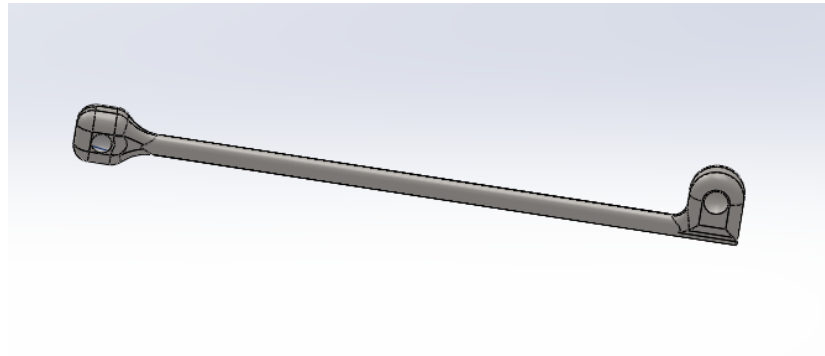


Ilustración 30 Brazo trasero Fuente: Creación propia

Esta barra se coloca uniendo la parte trasera de la mangueta al subchasis de forma oblicua, de manera que mejora el comportamiento del sistema frente a esfuerzos transversales al ayudar al brazo principal en transferir las cargas, así como evita movimientos de la rueda no deseados que permitan variar la convergencia de esta.

Esta barra tiene efectos sobre la convergencia o divergencia en función de su colocación y su longitud. Esto dependerá del ángulo en el que se encuentre la barra, si está colocada muy transversalmente, variará en gran medida la convergencia de la rueda según se mueve a lo largo del recorrido, pero ocupa más espacio. Si se coloca más longitudinalmente, el efecto de giro de las ruedas es menor, hasta el punto de que si se coloca longitudinalmente no varía la convergencia.

Además, también depende de la longitud de la barra. Si la barra es más corta, producirá un mayor cambio de la convergencia a lo largo del recorrido de la suspensión, mientras que, si es más larga, al necesitar un menor ángulo para cubrir la misma distancia se crea una menor variación de la convergencia ya que no hay tanto desplazamiento horizontal del extremo libre.

Al unir esta barra con articulaciones y no sólidamente, tanto a la mangueta como al subchasis, se logra que el sistema pueda tener un efecto direccional basado en el cambio de convergencia y divergencia que permite esta barra.

- **Brazo superior**

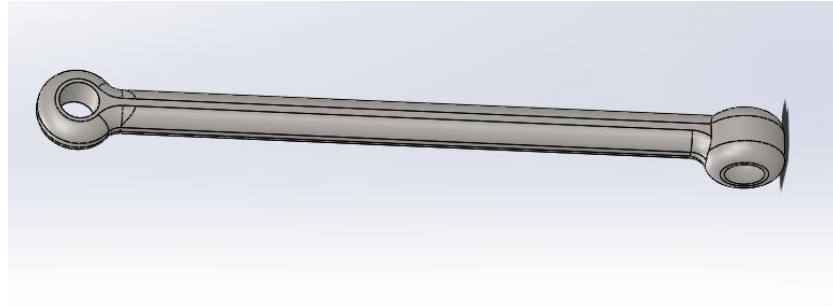


Ilustración 31 Brazo superior Fuente: creación propia

Esta barra controla la caída de las ruedas al unir la parte superior de estas al subchasis trasero.

Esta barra tiene efectos sobre la geometría en función de su colocación y su longitud. Por un lado, dependerá del ángulo en el que se encuentre la barra, si está colocada muy transversalmente, variará en gran medida la caída de la rueda según se mueve a lo largo del recorrido, pero ocupa más espacio. Si se coloca más longitudinalmente, el efecto de variación de la caída es menor, hasta el punto de que si se coloca longitudinalmente no varía la caída.

En cuanto a la longitud, cuanto más corta sea la barra gira más ya que para recorrer la misma distancia tiene que girar un mayor ángulo, con lo que cuanto más pequeña, varía más la caída durante el recorrido. Si en cambio es larga tiende a variar menos la caída ya que gira menos grados y por tanto tiene menor desplazamiento horizontal.

- **Mangueta**

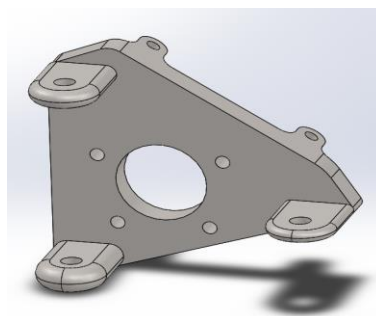


Ilustración 32 Mangueta Fuente: Creación propia

La última parte que queda por comentar es la mangueta. Esta pieza es necesario colocarla para lograr que la rueda tenga todos los movimientos deseados al igual que la tienen los sistemas multibrazo.

Esta pieza puede variar el comportamiento de la suspensión ya que según donde estén colocados los anclajes de las barras se puede modificar como

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

afectan estas al comportamiento final. Así si se alejan los anclajes del eje de giro de la rueda, el movimiento de las barras tendrá un menor efecto sobre la rueda.

Además de lo comentado por independiente como afecta cada barra a la suspensión, también se afectan unas a otras estando relacionadas entre sí. De modo que, si se modifica una, el comportamiento se ve modificado y se altera como interactúan el resto de las barras.

El ajuste de estas barras para lograr el comportamiento final deseado se realizará en un punto posterior en el que se tratará el comportamiento del sistema y se ajustará a lo deseado.

2.4. Justificación de diseño seleccionado

Tras comparar los sistemas existentes en el mercado y describir el sistema de suspensión que se desea realizar se desea justificar por qué se ha decidido realizar este diseño de suspensión y llevarlo a desarrollar en vez de tomar un diseño de suspensión ya existente y adecuarlo a los requisitos deseados.

Para comenzar se compararán los sistemas existentes con el sistema desarrollado al igual que se hizo anteriormente con los sistemas existentes.

	Eje rígido	Semiindependiente	Brazos arrastrados	Brazos semiarrastrados	McPherson	Doble triángulo	Multibrazo.	Sistema diseñado
Aislamiento/ confort	1	3	5	5	5	5	5	5
Control/ dinámica	1	1	3	3	5	5	5	5
Ajuste/ adaptabilidad	1	1	1	1	3	5	5	5
Espacio necesario	3	5	5	3	3	1	1	3
Coste económico	5	5	3	3	1	1	1	1

Tabla 10: Comparativa de los diferentes sistemas

Fuente: Creación propia

Si al igual que se compararon anteriormente los sistemas de suspensión para obtener un buen sistema que utilizar como base, ahora se comparan los diferentes sistemas con el sistema diseñado, se puede observar como de adecuado es el sistema y como de bueno es en cada categoría a comparar.

La primera característica para comparar es el aislamiento que brinda la suspensión. En este caso se ve que todos los sistemas independientes brindan un gran confort, de modo que el sistema diseñado también es confortable, característica que ya tenía el sistema de partida.

La siguiente categoría en evaluar es el control que permite la suspensión, es decir como interfiere la suspensión en la dinámica del vehículo. Como se comprueba con las valoraciones de la tabla, el sistema diseñado al permitir

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

controlar todos los movimientos de la rueda tiene una alta puntuación al nivel de los sistemas multibrazo.

En cuanto a su capacidad de ajuste o adaptabilidad, si se compara con el resto de los sistemas se comprueba que el sistema tiene una gran adaptabilidad y permite un gran ajuste de la suspensión. Estando la suspensión al nivel de las mejores como son la multibrazo o la de paralelogramo deformable.

Por otro lado, si se evalúa el espacio que necesita, la suspensión diseñada necesita más espacio que los sistemas más simples, pero comparado con los sistemas complejos a los cuales se asemeja en su comportamiento, necesita considerablemente menos espacio. Esto se muestra con claridad en las imágenes que se muestran a continuación.

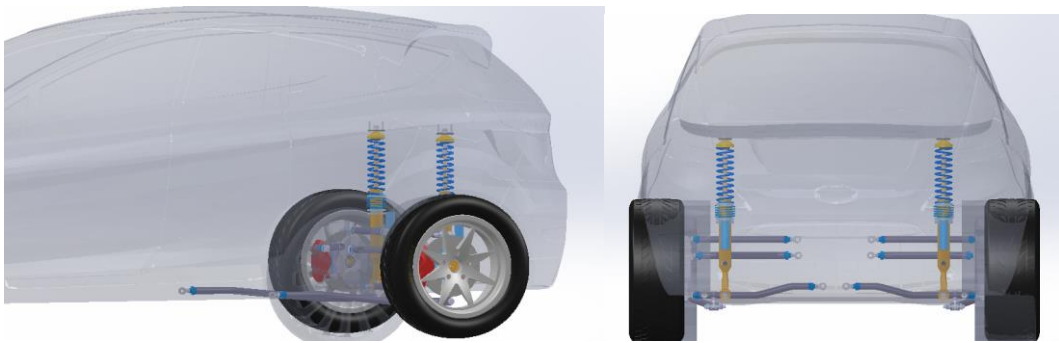


Ilustración 33 Espacio ocupado por una suspensión multibrazo.

Fuente: Creación propia



Ilustración 34 Espacio ocupado por una suspensión de brazo arrastrados.

Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

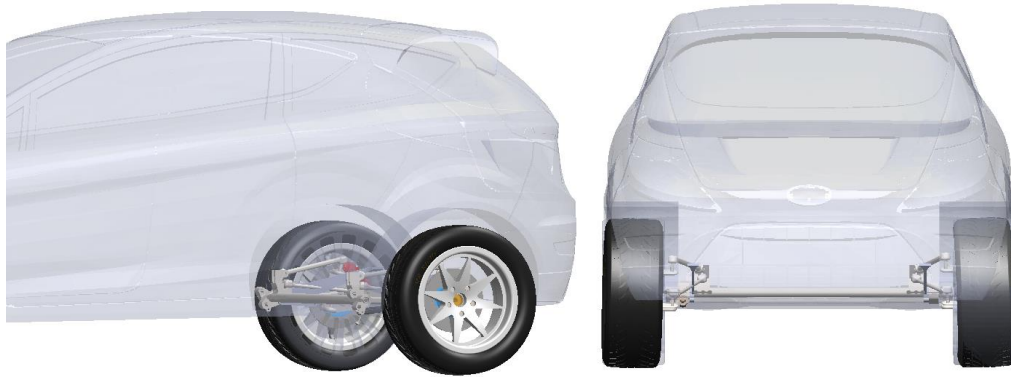


Ilustración 35 Espacio ocupado por la suspensión diseñada Fuente: Creación propia

Como se puede ver el espacio que requiere la multibrazo es muy superior a un sistema de brazo arrastrado, que a su vez es un poco inferior al sistema desarrollado, pero, comparado con la multibrazo, el espacio requerido es mínimo.

Por último, en cuanto al coste económico, el sistema presenta un coste medio-elevado al tener bastante complejidad y varios componentes. Si se compara con los sistemas más económicos, estos resultan más simples y con un peor comportamiento, mientras que, comparado con los sistemas más complejos y con características similares, el sistema diseñado es ligeramente más económico al ser más simple, aunque esto no se aprecia en la puntuación al evaluarse simplemente entre económico (5), coste medio (3) o coste elevado (1).

Como conclusión, el sistema desarrollado cumple con los requisitos solicitados al tener una puntuación muy buena en los apartados de confort, dinámica y adaptabilidad, mientras que en el apartado de coste logra una puntuación baja y en cuanto a espacio tiene una puntuación intermedia, con lo cual supera a los sistemas que tienen unas puntuaciones parecidas en los tres primeros apartados al tener una mejor puntuación en el espacio necesario y no es su coste superior al de estos sistemas.

También se puede mencionar en la conclusión que, si a cada categoría se ponderan para obtener un valor total para cada suspensión, de este modo se obtendría cual es la ideal para cada caso en función de al apartado que se le de mayor importancia. Si se realiza esto, siempre que los aspectos a los que se les dé más importancia sean una relación de confort, dinámica, adaptabilidad y espacio ocupado, la suspensión que mejor cumple es la que se ha diseñado. Por otro lado, si lo que se desea es el menor coste posible, o lo más importante es el espacio podría resultar mejor valorada otro sistema, pero sería a costa de una merma importante en la dinámica, el confort o la adaptabilidad de la suspensión.

2.5. Ajuste del sistema

En este apartado se va a ajustar la suspensión diseñada para que se adapte a el caso en particular que se trata en este trabajo, es decir, que se adapte a un vehículo de calle de dimensiones compactas. Para esto, se pondrán las dimensiones de las vías adecuadas al vehículo, así como unas geometrías que permitan mejorar la dinámica del vehículo sin comprometer su seguridad o confort.

Estos ajustes serán solo de los brazos y las geometrías de las ruedas, así como su recorrido, pero no de los elementos elásticos o amortiguantes que se tratarán en un apartado dedicado.

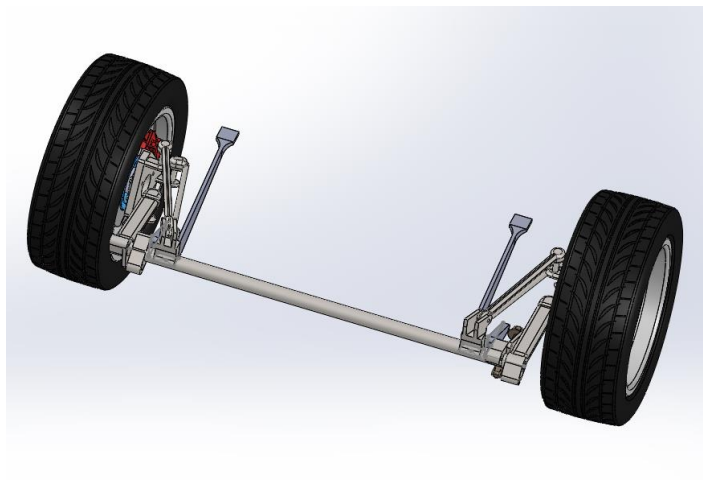


Tabla 11: Suspensión diseñada. Fuente: Creación propia

Como ya tenemos la suspensión diseñada en mayor o menor medida como se desea, se va a ver los movimientos que realiza la rueda durante el recorrido, así como la longitud de este.



Tabla 12: suspensión en reposo (vista trasera y superior) Fuente: creación propia

Como se aprecia a simple vista, cuando el sistema está en reposo no hay interferencia de las barras, ya que se han diseñado tanto barras como soportes para evitarlo. En cuanto a las geometrías, a simple vista se aprecia una ligera caída negativa de las ruedas, la cual tras medirla da un valor de $1,73^\circ$. Este valor es como dato general es un valor adecuado en coches.

En cuanto a la convergencia, esta tiene un valor de 0.46° negativo lo que significa que tienen divergencia. Esto no es muy habitual en el eje trasero ya que a pesar de que provoca un aumento de la agilidad del vehículo en curvas lentas al ayudar a que deslice o cierre la trazada del vehículo. A velocidades elevadas y en general provoca una reducción de la estabilidad, lo cual no es muy positivo. Además, en este sistema de suspensión al contar con un brazo trasero que permite variar la convergencia sería más adecuado que las ruedas en posición de reposo tuvieran una pequeña convergencia para aumentar la estabilidad y según se desplaza la rueda variarla para favorecer la agilidad o la estabilidad.

Si se comparan estos valores con los valores de vehículos que están en el mercado para ponernos en situaciones se llega a las conclusiones que se mencionan a continuación.

Por un lado, están valores de vehículos subcompactos del segmento B, los cuales son vehículos los cuales podrían montar en algunas variantes la suspensión que se está diseñado.

INFORME ALINEACION DEL VEHICULO						
PEUGEOT, 2012, 208 All Engine Types With 5 Speed Manual Transmission (MA, BE)						
ángulos Primarios			Inicial	Especificaciones		Final
				min.	max.	
Delantera	Avance	Izquierdo	3°19'	4°00'	4°36'	3°16'
		Derecho	3°19'	4°00'	4°36'	3°18'
	Caida	Izquierdo	-0°36'	-1°02'	-0°02'	-0°28'
		Derecho	-0°51'	-1°02'	-0°02'	-0°58'
	Convergencia	Izquierdo	-0.6	0.3mm	1.1mm	0.7
		Derecho	-0.1	0.3mm	1.1mm	0.7
Total		-0.7	0.4	2.2	1.4	
Trasera	Caída	Izquierdo	-1°49'	-2°12'	-1°12'	-1°57'
		Derecho	-1°19'	-2°12'	-1°12'	-1°24'
	Convergencia	Izquierdo	-0.6	1.8mm	2.6mm	-0.6
		Derecho	1.4	1.8mm	2.6mm	1.5
	Total		0.8	3.5	5.3	0.9
	Ángulo de Empuje		0°10'	-----	-----	0°10'

Ilustración 36 Cotas de alineación Peugeot 208. Fuente: Forocoches.com

Si se comparan los datos que tenemos con los datos del Peugeot 208, se puede comentar que, en cuanto a la caída, según los datos debe estar entre $-2^\circ 12'$ y $-1^\circ 15'$. El dato de la suspensión diseñada es de $-1,73^\circ$, que pasado a grados y minutos resulta $-1^\circ 44'$ con lo que el dato obtenido sería correcto para este vehículo. Por otro lado, se debe comparar la convergencia, para obtener en vez del ángulo la distancia para así compararla con los valores de la tabla. Para esto además del ángulo que se tiene en el sistema (0.46° ó $0^\circ 27'$) se debe saber la longitud entre la parte delantera y trasera del neumático. Para ello se debe saber la dimensión del neumático. En este caso las medidas son 225 45 R17, montado como indica el neumático sobre una llanta de 17". Para obtener la distancia se aplica la siguiente formula:

$$D = 2 \times (A \times p) + (d \times 25.4)$$

Donde D es la distancia, A es el ancho del neumático, p es la relación del perfil en porcentaje y d es el diámetro de la llanta en pulgadas.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Si se realiza esta operación con los datos mencionados, se obtiene una distancia de 634.3mm. Ahora por trigonometría se obtiene la distancia equivalente, siendo el resultado de 5.09 mm. Si se compara este resultado con la tabla se comprueba que esta fuera del rango (1,8-2,6), además que el dato de la suspensión desarrollada es de divergencia, mientras que la tabla es convergencia, lo cual indica que según estos datos se debe modifica.

A continuación, se realiza la misma comprobación para otro vehículo para comprobar que la geometría no simplemente es como la de un vehículo, sino que está dentro de unos valores más o menos comunes a la mayoría de los vehículos.

Descripción:	RENAULT CLIO III RS/SPORT		Recorrido:	25026 0km	
Matrícula:					
Chasis:					
Notas trabajo:	Roc no Efectuado				

EJE DELANTERO	Valores Precedentes		Valores Finales		Banco de Datos			
	Izq.	Der.	Izq.	Der.	Dato		Tolerancia - Tolerancia +	
Convergencia total	-0.3mm		-1.3mm		Izq.	Der.	-1.3mm	+1.2mm
Semiconvergencia	-0.3mm	+0.0mm	-0.7mm	-0.6mm	-0.6mm	-0.6mm	-0.6mm	+0.6mm
Máx Dif.								
Ángulo de caída	-00.51°	-00.81°	-00.56°	-00.79°	-00.98°	-00.98°	-00.50°	+00.50°
Máx Dif.		+00.30°		+00.23°	+00.00°		-00.50°	+00.50°
Ángulo de incidencia								
Máx Dif.					+00.00°		-00.50°	+00.50°
Inclinación manguetas								
Máx Dif.					+00.00°		-00.50°	+00.50°
Ángulo incluido								
Dif. ángulo viraje 20°								
Viraje máximo Interno								
Viraje máximo Externo								
Desalineación		+00.06°		+00.04°				

EJE TRASERO	Valores Precedentes		Valores Finales		Banco de Datos			
	Izq.	Der.	Izq.	Der.	Dato		Tolerancia - Tolerancia +	
Convergencia total	+3.4mm		+3.6mm		Izq.	Der.	+3.9mm	-3.7mm
Semiconvergencia	+1.4mm	+2.0mm	+1.6mm	+1.9mm	+1.9mm	+1.9mm	-1.8mm	+1.8mm
Máx Dif.								
Ángulo de caída	-00.75°	-00.41°	-00.78°	-00.40°	-01.54°	-01.54°	-00.33°	+00.33°
Máx Dif.								
Desalineación		-00.09°		-00.12°				
Ángulo de empuje		-00.04°		-00.02°				
Diferencia Via		-00.03°		-00.03°				

Ilustración 37 Valores de suspensión Renault Clio. Fuente: Km77.com

Si se comparan los datos obtenidos de la suspensión con esta nueva tabla se observa que, en primer lugar, la caída de las ruedas de $-1^{\circ}44'$ está dentro del intervalo $-1^{\circ}87'$, $-1^{\circ}21'$. Esto indica que la caída es adecuada y está dentro de los valores típicos de vehículos subcompactos.

Por otro lado, si se observa la convergencia, el resultado obtenido esta fuera del intervalo permitido al igual que sucedía en el caso anterior, con lo que se confirma que el dato es incorrecto y se debe modificar, ya que a pesar de que ahora el intervalo es más permisivo (0,1mm – 2,7mm) el valor de 5.09mm está fuera de rango.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Como la suspensión está diseñada para utilizarse además de en vehículos de segmento B en vehículos de mayores dimensiones como son los compactos o incluso alguna berlina media, también se van a utilizar datos de estos segmentos y vehículos con buen comportamiento y sistemas de suspensión multibrazo para asegurar que los valores de los ángulos característicos que tenga el sistema estén entre unos valores normales y además permita un buen comportamiento del sistema.

INFORME ALINEACIÓN DEL VEHÍCULO						
FORD, 2011, MONDEO Tous les Modèles '2007.5 -						
Ángulos Primarios			Inicial	Especificaciones		Final
				min.	max.	
Delantera	Avance	Izquierdo	3°30'	2°07'	4°10'	3°43'
		Derecho	3°01'	2°07'	4°10'	3°09'
	Caída	Izquierdo	-0°51'	-1°59'	0°27'	-0°55'
		Derecho	-1°02'	-1°59'	0°27'	-1°00'
	Convergencia	Izquierdo	0°11'	0°02'	0°10'	0°05'
		Derecho	-0°15'	0°02'	0°10'	0°05'
		Total	-0°04'	0°04'	0°20'	0°10'
Trasera	Caída	Izquierdo	-1°54'	-2°44'	-0°11'	-1°46'
		Derecho	-2°18'	-2°44'	-0°11'	-2°08'
	Convergencia	Izquierdo	0°21'	0°08'	0°16'	0°11'
		Derecho	0°24'	0°08'	0°16'	0°08'
	Total		0°45'	0°16'	0°32'	0°19'
Ángulo de Empuje			0°02'	—	—	-0°02'

Ilustración 38 informe de alineación: Ford Mondeo

Fuente: Forocoches.com

Si se comparan los valores con los del sistema multibrazo de un Ford Mondeo, la caída si está dentro de valores, lo que una vez más indica que es un buen valor, y da una idea de que la divergencia debería cambiarse por una convergencia y de un valor inferior al actual y estar entre 0°8' y 0°16' aproximadamente, que son valores similares a los analizados en las otras tablas.

Por último, se van a poner datos de dos coches compactos los cuales serían lo más parecidos al resultado que se busca. Estos tienen un sistema multibrazo trasero y un sistema de brazo arrastrado.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Kilometraje:			Num. Pedido:		
<div>INFORME ALINEACIÓN DEL VEHÍCULO</div> <div>SEAT, LEON, 05-05, Suspension normale (G39, G40)</div>					
Ángulos Primarios			Inicial	Especificaciones min. max.	
Delantera	Avance	Izquierdo	7°49'	7°10'	8°10'
		Derecho	8°02'	7°10'	8°10'
	Caída	Izquierdo	-0°55'	-1°07'	-0°07'
		Derecho	-0°47'	-1°07'	-0°07'
	Convergencia	Izquierdo	0°13'	0°00'	0°10'
		Derecho	0°13'	0°00'	0°10'
	Total	0°26'	0°00'	0°20'	
Trasera	Caída	Izquierdo	-1°15'	-2°25'	-1°25'
		Derecho	-1°31'	-2°25'	-1°25'
	Convergencia	Izquierdo	0°11'	0°02'	0°12'
		Derecho	0°19'	0°02'	0°12'
		Total	0°30'	0°04'	0°24'

Ilustración 39 Informe de alineación Seat Leon II Fuente: Forocoches.com

Convergencia trasera	mm : 4,60±1
Convergencia trasera	grados : 0°41'±10'
Convergencia trasera	grados - 1/100 : 0,68±0,17
Convergencia ajustable trasera	: No ajustable
Caída (Camber) trasera	grados : 1°30'N±1°
Caída (Camber) trasera	grados - 1/100 : 1,50N±1
Caída ajustable trasera	: No ajustable

Ilustración 40 Datos de geometrías Citroën Xsara Fuente: Forocoches.com

Estos dos últimos ejemplos sirven para confirmar las conclusiones que se extraen de los casos anteriores, confirmando que el valor de la caída es un valor adecuado, pero la convergencia al igual que en el resto de los casos, es errónea y se debe modificar y tomar valores de convergencia positiva, así como reducirse. Este ajuste se realizará al final tras resolver los problemas que impliquen modificar partes y relacionado con esto, podrían modificar los ángulos de las ruedas.

Por otro lado, otro problema que se le puede detectar al sistema es que el espacio libre existente entre el neumático y el brazo principal es escaso de modo que si se modifica la dimensión del neumático por otra mayor o se cambia el desplazamiento de la llanta por otro que produzca que el conjunto de la rueda quede más cerca podría tocar. Además, se produce otro fallo ya que según se desplaza hacia arriba como gira ligeramente, la rueda llega a tocar.

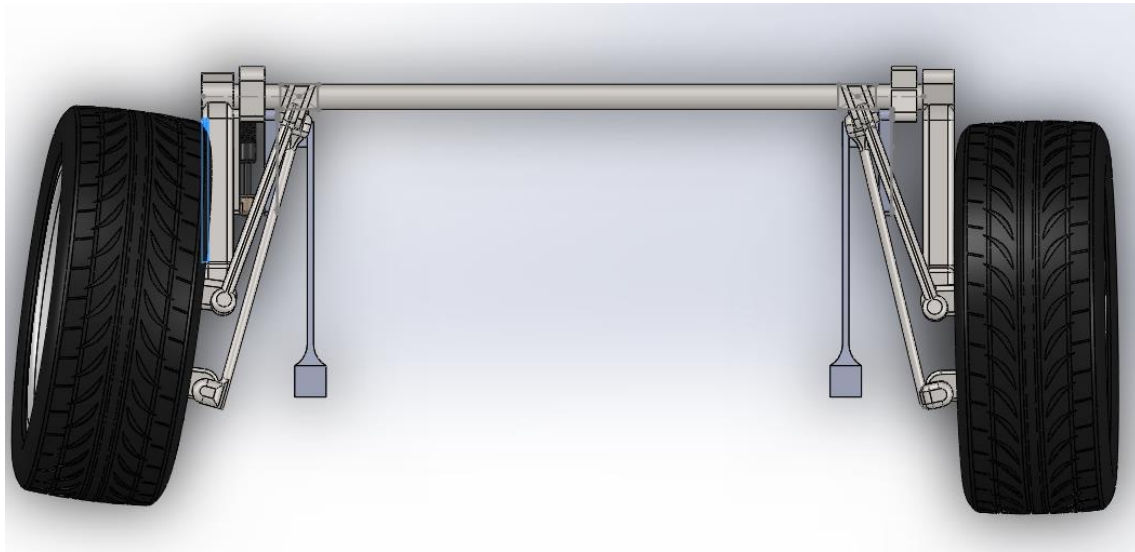


Ilustración 41 Detalle de posición en la que se da el problema. Fuente: Creación propia

Para tratar de solucionar este problema, lo que se puede realizar es modificar el brazo para alejarlo de la rueda dejando más espacio, solucionando así los dos problemas. Para esto se debe tener en cuenta que se debe mantener el ancho de vía, con lo que se modificara el brazo y el subchasis, pero se mantendría posición de las ruedas inalterada.

El brazo principal se modifica desplazando la parte delantera en la que se une al subchasis 68mm. Con este desplazamiento y como se observa en la imagen inferior, el brazo no es recto, sino que tiene un ángulo, logrando así que la rueda tenga mayor espacio libre a su alrededor.

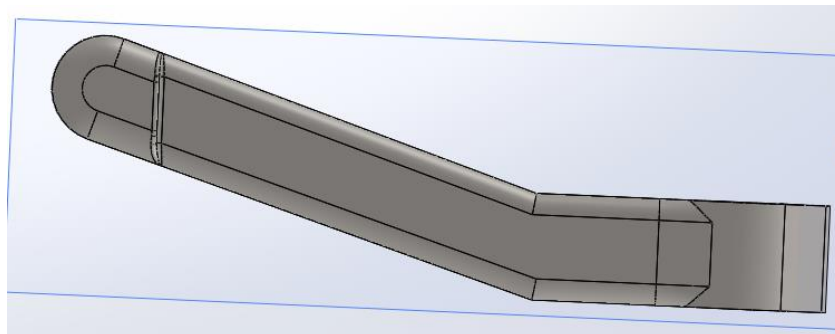


Ilustración 42 Brazo principal modificado. Fuente: Creación propia

Al realizar esta modificación, el subchasis se debe modificar para situar el eje sobre el que gira esta pieza desplazado la misma distancia para mantener la vía como ya se ha comentado. Además, el resto de los anclajes de los brazos se deben mantener en la misma posición para lograr que la rueda se desplace manteniendo las mismas geometrías que con el diseño anterior. Con todo esto el conjunto resultante es el que se muestra en la siguiente imagen.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

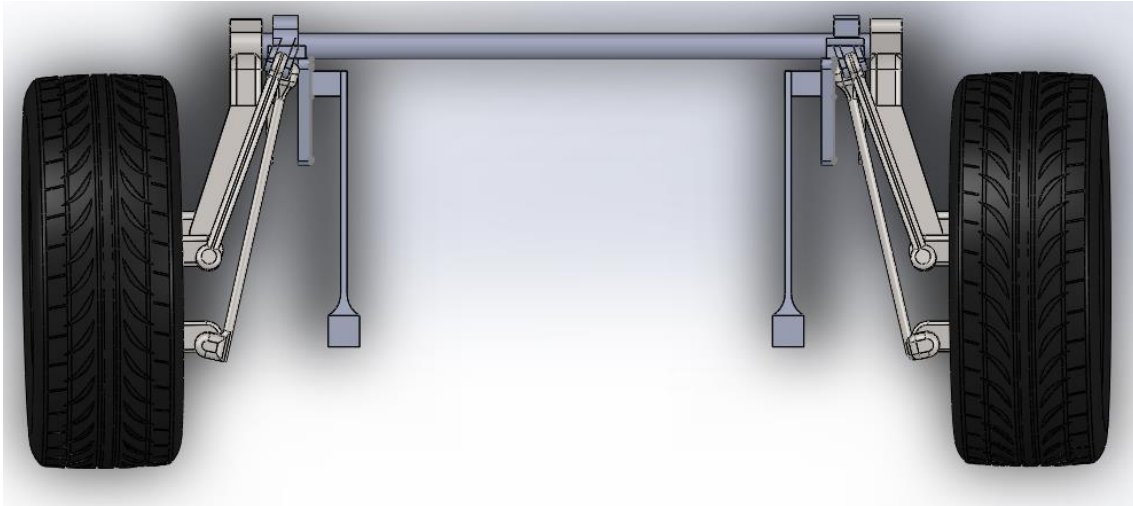


Ilustración 43 Suspensión trasera con brazos modificados Fuente: Creación propia

Como se aprecia en las imágenes el nuevo conjunto es muy similar al anterior, pero con el nuevo diseño de brazos el espacio libre alrededor de la rueda es mayor con lo que no habrá los problemas mencionados.

Por otro lado, con este diseño, los anclajes del subchasis que lo unen por su parte posterior sobresalen demasiado hacia el centro, por lo que se modificaran para adecuarse a su nueva posición para con ello lograr ocupar el mínimo espacio posible. A estos brazos se les va a modificar la parte delantera para eliminar la parte horizontal que une el tirante longitudinal a los anclajes de los amortiguadores, que con el anterior diseño era necesaria para salvar el anclaje del brazo trasero, para colocar en el nuevo diseño los tirantes pegados a los anclajes, logrando un mayor espacio libre en la parte central. Esto se aprecia en la imagen siguiente en la cual los anclajes posteriores han sido modificados, logrando ampliar el espacio interno en 96 mm logrando una cota de espacio interior de 814 mm, lo cual es un gran espacio entre ambas ruedas.

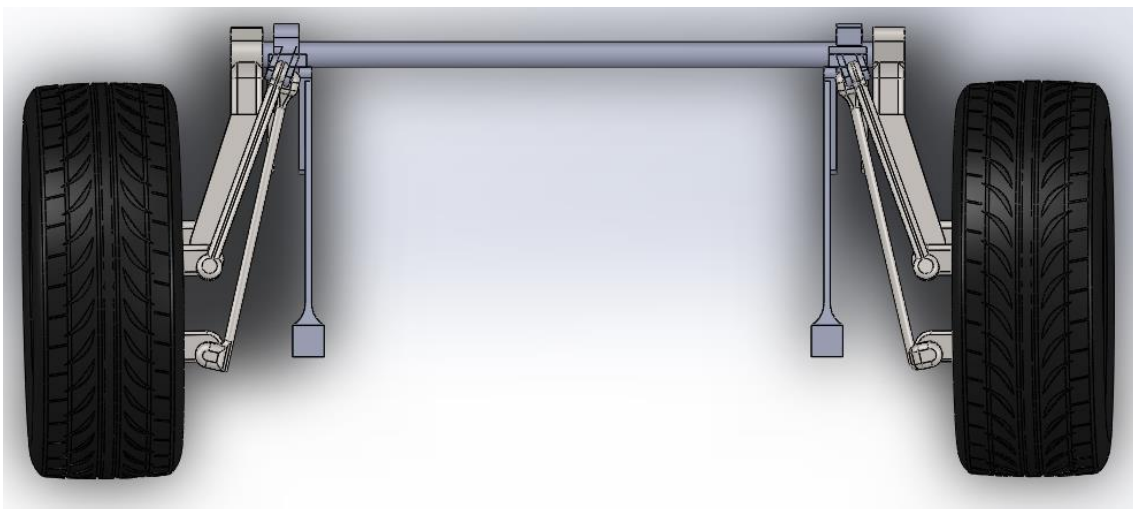


Ilustración 44 Suspensión con anclajes traseros modificados. Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Tras solucionar los problemas comentados, a continuación, se va a tratar el recorrido de la suspensión. En primer lugar, se va a comprobar el recorrido que permite la suspensión y en función del resultado que se obtenga se deberán realizar modificaciones o no para que el recorrido de esta sea semejante a otras opciones del mercado.

Tras medir la diferencia entre la posición más elevada que permite la suspensión y la más baja, la diferencia entre ambas es de unos 210mm, lo cual es un recorrido largo para un vehículo tipo turismo. El recorrido de una suspensión esta por lo general entre unos 100 mm o ligeramente menos y unos 200mm. Como suspensión de referencia se va a tomar la del Mazda Rx 8 que tiene un recorrido de 190mm ya que es un gran recorrido permitirá un mayor confort. Como consecuencia de este recorrido, se deberán modificar los brazos auxiliares ya que, aunque frente a variaciones pequeñas presentan un buen comportamiento, ante el gran recorrido de suspensiones las ruedas muestran un comportamiento exagerado como se ve en la imagen que se muestra a continuación.

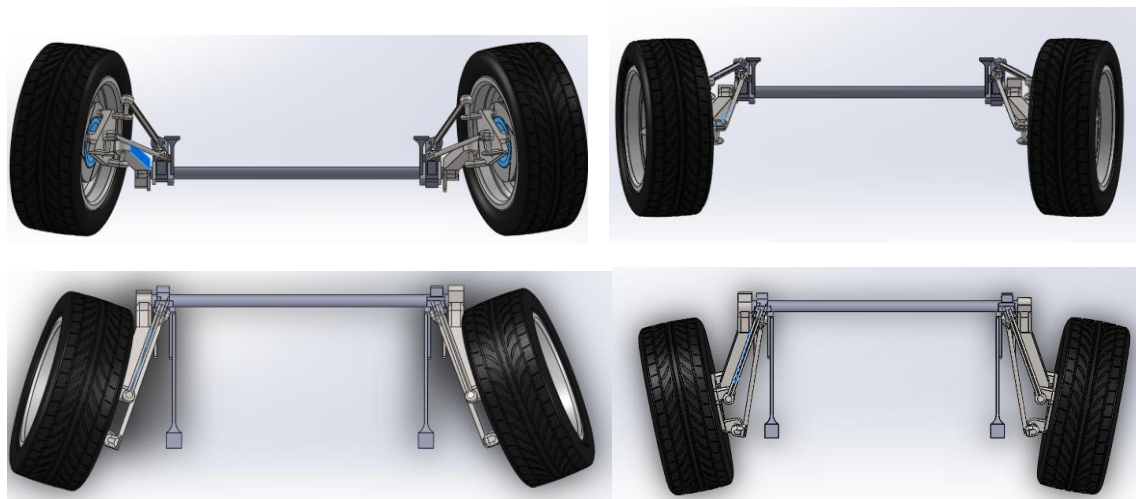


Ilustración 45 Variación de caída y convergencia en el punto superior (Izquierda) e inferior (derecha)
Fuente. Creación propia

Como se aprecia en las imágenes, la variación de la caída no es el problema ya que no varía en gran medida y además exceptuando las variaciones debidas a irregularidades, las cuales rara vez llegan a desplazar todo el recorrido de la rueda, el aumento de la caída negativa es adecuado para compensar la inclinación del vehículo. Por el contrario, la variación de la convergencia es muy acusado y a pesar de que al igual que sucede con la caída que aumente según la rueda asciende es una característica positiva ya que bien sea por la inclinación del vehículo en una curva o por un aumento del peso, si aumenta la convergencia, el vehículo se vuelve más estable, pero también al igual que una caída excesiva puede llegar a producir un desgaste irregular en los neumáticos.

Para tratar de corregir este defecto, se va a colocar el anclaje de la barra trasera más cerca del anclaje del brazo principal. También se variará la altura del anclaje para lograr el comportamiento que se desea.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente



Ilustración 46 Variación de caída y convergencia en el punto superior (Izquierda) e inferior (derecha) una vez modificada.
Fuente. Creación propia

Las imágenes muestran cual es la geometría de la suspensión cuando se encuentra en los extremos del recorrido. Como se aprecia las geometrías que adquiere no son tan extremas como en un principio, quedando ahora los valores en unos valores correctos. Como es una caída de -0.44° en el punto inferior, una divergencia en ese mismo punto de 3.8° , mientras que en el punto superior del recorrido los valores son de 5.87° de caída negativa y una convergencia de 7.58° . Con estos datos, el sistema tendrá un comportamiento bueno pero con peculiaridades ya que mientras trabaja a compresión gana convergencia y caída lo que aumenta la estabilidad, mientras que en extensión gana agilidad, la cual podría ser negativa en frenadas, pero, por la geometría de la propia suspensión, al igual que cualquier sistema de brazos arrastrados, la fuerza de frenado evita que se eleve la suspensión, con lo cual se evita el problema en las frenadas por la geometría anti elevación comentada.

Por otro lado, el comportamiento en curvas será muy bueno ya que el eje tendrá un efecto direccional, debido a que la suspensión del lado exterior se comprimirá y la del interno se extenderá, apuntando ambas hacia el interior de la curva, con lo que se logra aumentar en gran medida la estabilidad debido al aumento virtual de la batalla del vehículo. Este comportamiento es bueno en curvas rápidas ya que como se ha dicho estabiliza el vehículo, mientras en curvas lentas, el efecto direccional no es muy beneficioso ya que podría producir que el conductor debiera girar más el volante. Pero como en curvas lentas la velocidad es reducida no se producirá tanto balanceo de la carrocería con lo que no entorpecerá el comportamiento del vehículo.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

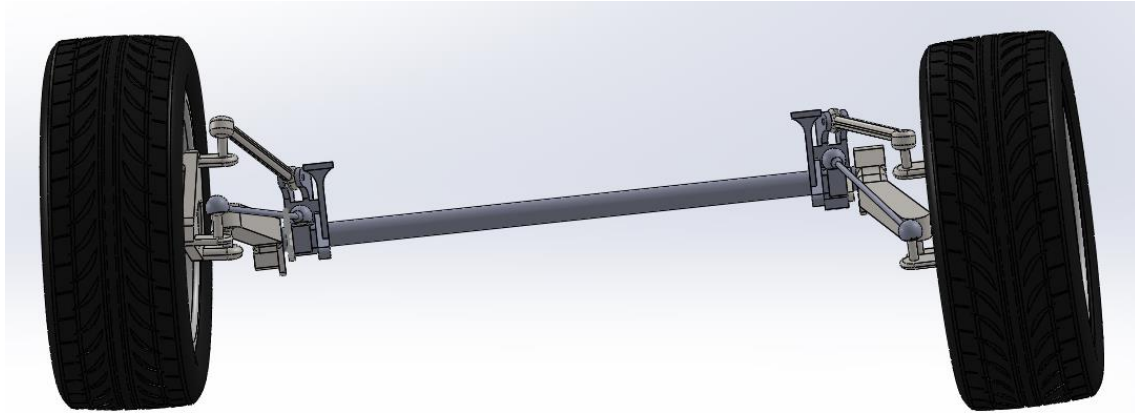


Ilustración 47 Comportamiento de la suspensión en curva Fuente: Creación propia

Si se tiene en cuenta el tipo de vehículo al que va dirigido el sistema de suspensión, se da la situación de que estos vehículos tienden a ser ágiles al tener unas dimensiones contenidas, tanto en batalla como ancho de vías, con lo que esta suspensión es adecuada ya que los complementa al dotarles de aplomo en aquellas situaciones que lo requieren sin interferir en su comportamiento ágil.

Para conseguir mejorar el movimiento de la suspensión se ha tenido que modificar varios componentes, pero el principal ha sido el subchasis.

- Subchasis: De este componente se han modificado principalmente los anclajes de los tirantes traseros bajando el punto de anclaje 20mm y desplazando transversalmente en anclaje hasta lograr modificar el desplazamiento.

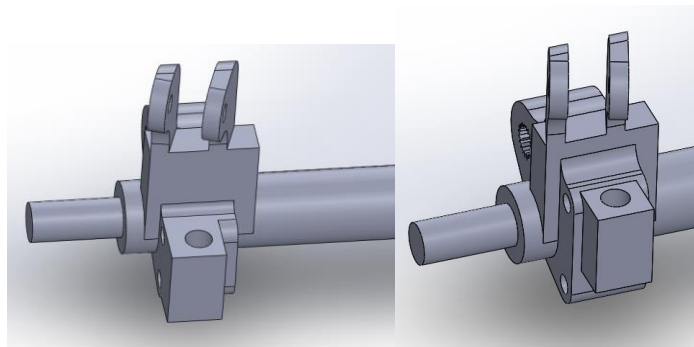


Ilustración 48 modificaciones en anclajes

Fuente: Creación propia

Unido a esta modificación se ha tenido que modificar los tirantes longitudinales del subchasis a los cuales se anclan los amortiguadores, así como también sirven de anclaje al vehículo.

- Brazos traseros: al igual que se ha modificado el subchasis también se han modificado los tirantes traseros para adecuarlos mejor a su nueva ubicación, así como para ayudar a lograr en objetivo.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

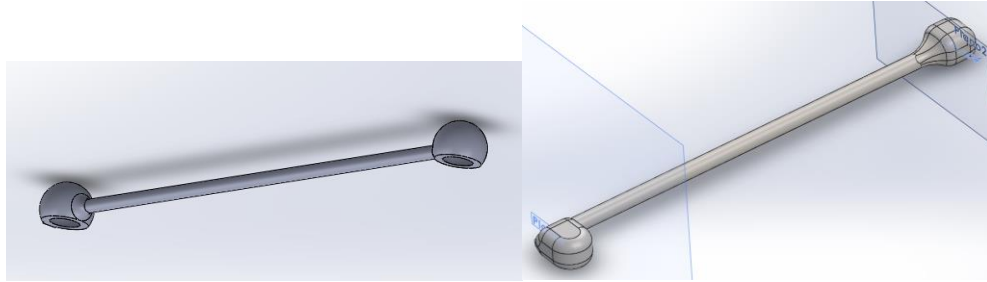


Ilustración 49 Diferencias entre los brazos traseros nuevo (izquierda) y antiguo (derecho)
Fuente: Creación propia

En los brazos, al modificarlos se han logrado además de mejorar el comportamiento y permitir modificar su posición, mejorar su productividad al simplificar su diseño. Además, también se ha unificado el diseño del brazo izquierdo y derecho pasando ahora a ser idénticos con lo que se permite reducir el coste.

Con todas las modificaciones realizadas, el último punto de este apartado será comprobar si las geometrías de la suspensión siguen siendo correctas y tienen unos valores normales o se debe volver a ajustar el sistema.



Ilustración 50 Geometría final de la suspensión Fuente: Creación propia

Los nuevos valores dan un ángulo de caída de -2.08° que es lo mismo que $-2^\circ 04'$ lo cual es un dato correcto y está dentro de las cotas normales de caída. Por otro lado, está la convergencia que se sitúa en un dato de 0.39° o $0^\circ 23'$ este dato es ligeramente elevado y sería conveniente que fuera menor, pero al menos el valor es de convergencia con lo que se ha mejorado respecto a la divergencia de la que se partía.

Para tratar de afinar el comportamiento del eje trasero se va a analizar las geometrías del sistema actual y se comparará con otros dos sistemas los cuales, partiendo del sistema actual, se les realizan diferentes modificaciones para compensar los efectos no deseados que se producen en el sistema original.

En primer lugar, se muestra cual es el comportamiento del sistema original a lo largo del recorrido de la suspensión. Para ello se ha medido la convergencia y la caída de la mangueta, la cual es la misma que la del neumático, cada 5mm de recorrido vertical de la suspensión.

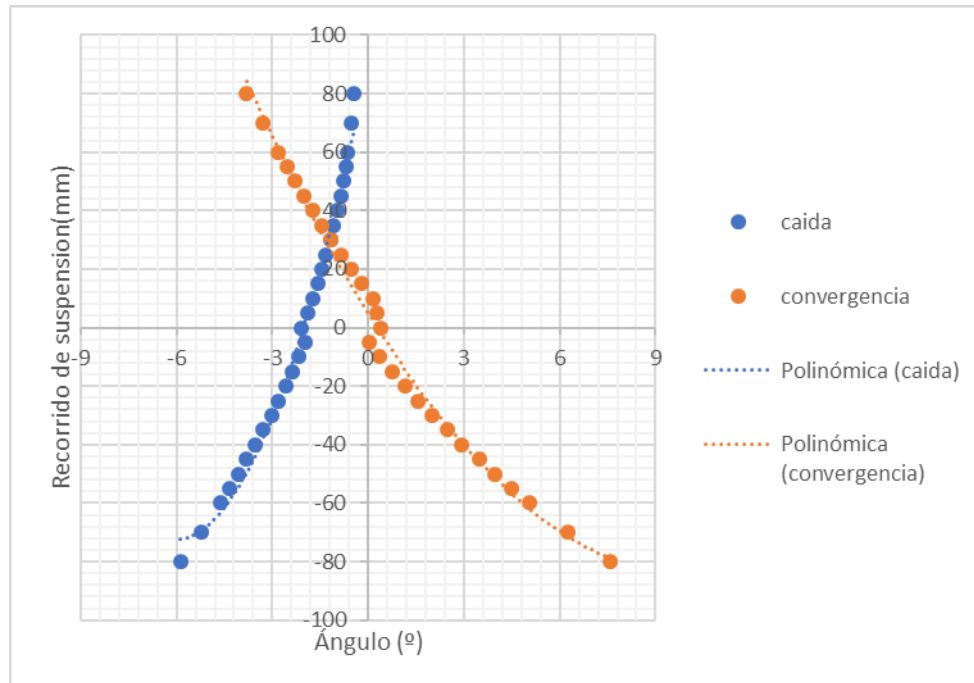


Ilustración 51 Gráfica de movimiento de la rueda a lo largo del recorrido. Fuente: Creación propia

Como muestra la gráfica, la caída varía según el punto del recorrido como ya se ha comentado anteriormente, de modo que según se comprime (valores negativos) la caída se aproxima a cero y tiende a ser positiva, lo cual es bueno, al igual que durante la compresión la caída aumenta, ya que de este modo se contrarresta la inclinación de la carrocería y se logra que el neumático apoye mejor que si no se modifica la caída, con lo que respecto a la caída el comportamiento es el bueno.

Por otro lado, si se presta atención a la convergencia y divergencia del neumático, se aprecia que el comportamiento general es adecuado ya que según se comprime, la convergencia aumenta, lo que provoca un efecto estabilizante si se comprimen ambas suspensiones, así como en curvas tiene un efecto direccional ya que en extensión la convergencia pasa a ser divergencia, es decir la rueda pasa de apuntar hacia el interior a hacerlo hacia el exterior del vehículo, lo cual también es bueno ya que tiene el citado efecto direccional ya explicado.

Como conclusión, el comportamiento no es malo, tal y como se ha descrito, pero los valores que toma la suspensión de convergencia muestran unos valores muy elevados, logrando un giro de hasta 7° en las ruedas, lo cual es excesivo y podría ser más perjudicial que beneficioso, ya que produciría un gran desgaste en los neumáticos al circular con carga. En curvas el efecto direccional sería excesivo y podría implicar un giro excesivo del volante e incluso correcciones para que el coche siga la trayectoria deseada, con lo que se va a tratar de modificar la convergencia para que sea más moderada y no tenga estos inconvenientes.

Para esto, se va a modificar el anclaje trasero ya que es el encargado de controlar el giro de la rueda y es ahí donde se encuentra el problema. Para ello

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

se va a modificar la longitud de la parte de la mangueta en la cual se ancla el tirante. De esta manera se busca que el tirante trabaje en una posición más longitudinal de manera que la rueda no gire tanto.

En una primera modificación el anclaje del brazo trasero en lugar de estar en un saliente de 60mm se va a incrementar esta medida hasta 140mm, de esta forma el tirante trabaja casi longitudinal y no se modifica el tirante.

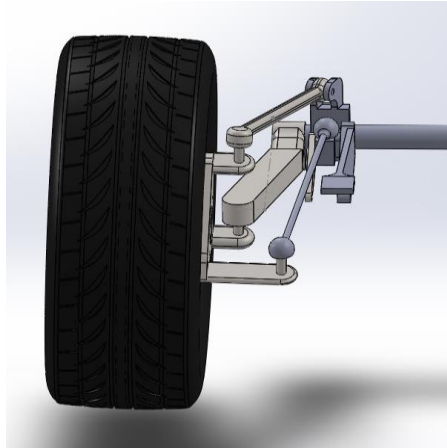


Ilustración 52 Detalle de modificación en la mangueta. Fuente: Creación propia

Con esta modificación logra mejorarse el comportamiento de la variación de la convergencia tal y como se muestra en la siguiente ilustración.

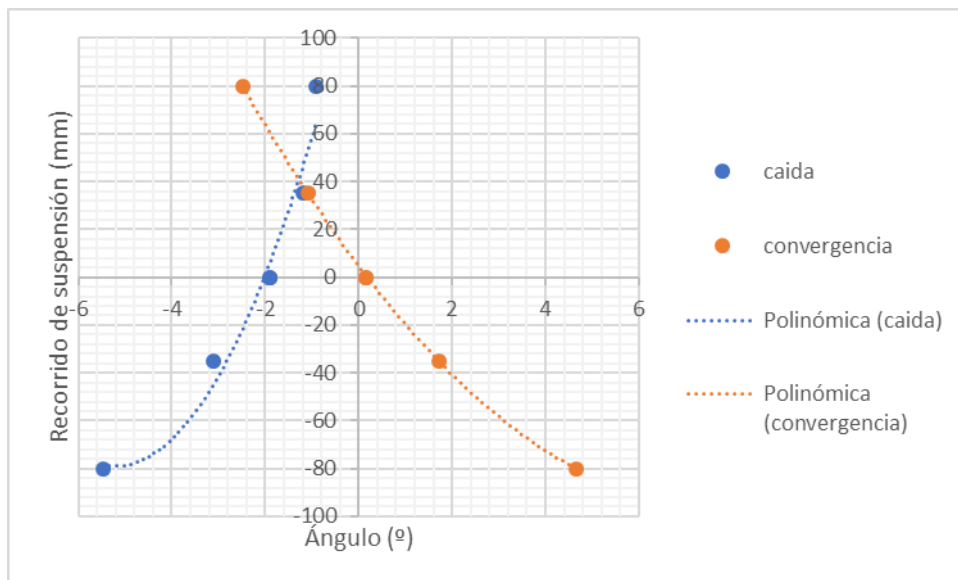


Ilustración 53 grafica de variación de caída y convergencia con mangueta modificada 1.

Fuente: Creación propia

En esta nueva grafica se observa como la caída se comporta adecuadamente, al igual que sucede con la convergencia que ahora varía entre un valor de 4.65° en la posición de máxima compresión y -2.49° de divergencia en máxima compresión. Además, los valores en el punto de reposo son 0.17° de convergencia y -1.91° de caída. Estos valores parecen correctos, con lo que se

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

va a realizar una segunda prueba para comprobar si aumentando más la longitud del anclaje ya modificado se logra mejorar el comportamiento o se empeora.

En esta segunda modificación se va a alargar el anclaje posterior de la mangueta hasta los 205mm. De esta manera el brazo queda más longitudinal con lo que el comportamiento en principio debería mejorar.

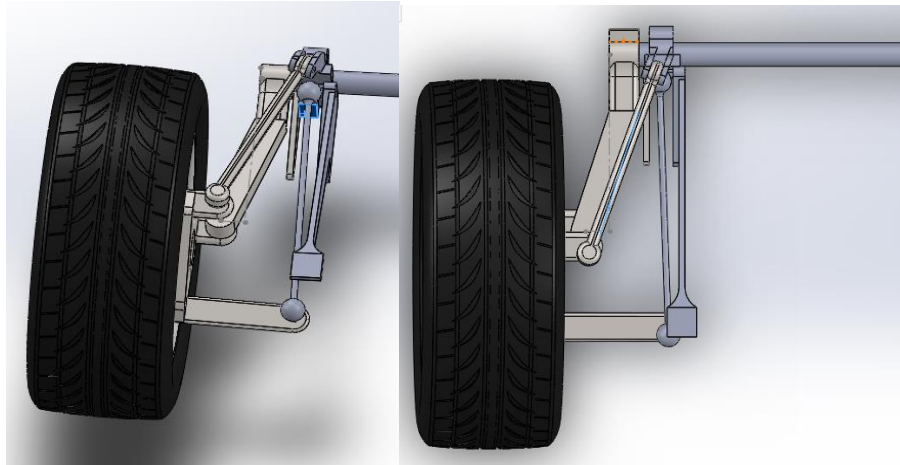


Ilustración 54 Modificación 2 para mangueta y tirante posterior. Fuente: creación propia

En este caso, además de modificar la mangueta para que el anclaje trasero tenga 205mm de longitud, se ha modificado la longitud del tirante posterior para lograr mantener la rueda en la posición deseada. Con todo esto se consigue el movimiento que muestra la siguiente grafica.

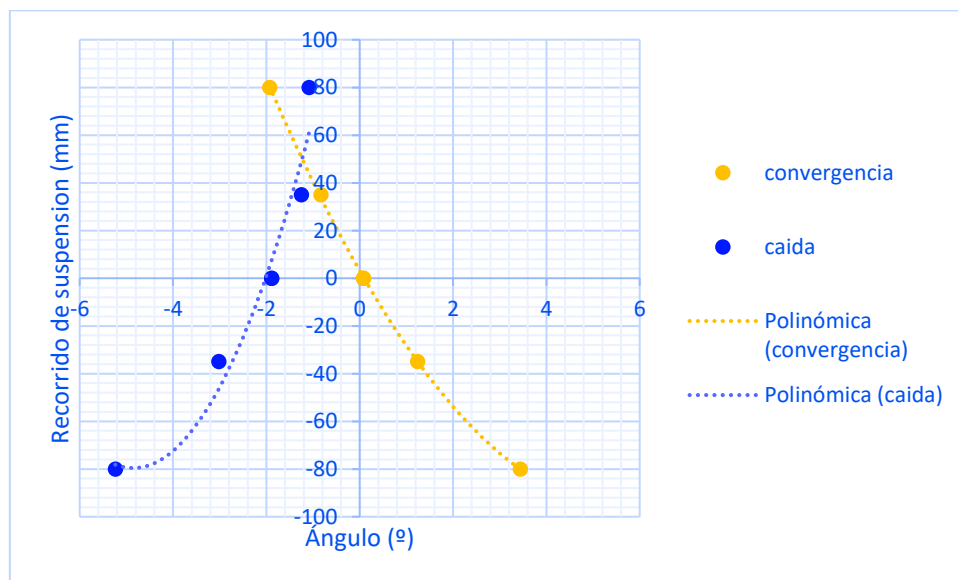


Ilustración 55 Grafica de geometría de suspensión tras modificación 2. Fuente: Creación propia

En esta tercera gráfica, al igual que sucede con la anterior los datos y el comportamiento parecen correctos, quizás algo mejorados respecto al anterior, pero esto se comparará a continuación. Los valores en este caso oscilan entre 3.44° de máxima y -1.93° de mínimo para la convergencia, con un valor en

reposo de 0.08° de convergencia y -1.89° de caída, lo cual parecen unos valores excelentes.

Para poner en contexto los tres modelos se va a colocar a continuación las tres graficas juntas para observar las diferencias entre ellas y poder valorar cual es el más adecuado para la suspensión.

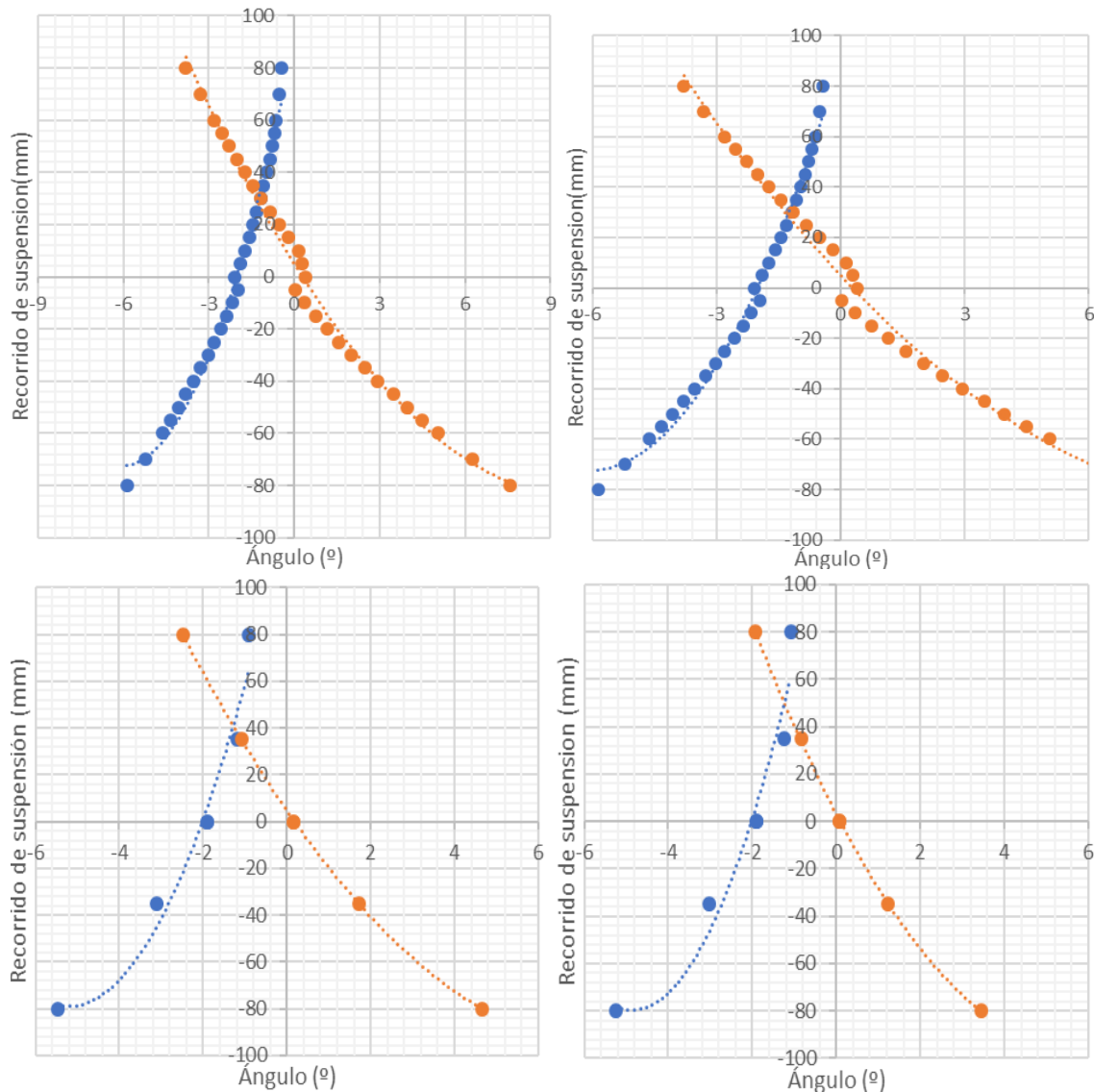


Ilustración 56: Graficas de comportamiento del sistema original (superior izquierda), del sistema original grafico modificado (superior derecha), sistema modificado 1 (inferior derecha) y sistema modificado 2 (inferior izquierda)
Fuente: Creación propia

Las dos graficas superiores son del sistema original, pero la gráfica derecha se ha acotado el rango del ángulo entre -6° y 6° para que se pueda comparar directamente con las otras dos de los sistemas modificados sin que entre ellas cambie la escala.

Como se aprecia a simple vista, en los dos sistemas modificados no se han tomado tantos datos como en el original. Esto es debido a que no es necesario ya que, con los puntos extremos, el punto medio y dos puntos

intermedios es suficiente para tener la idea del comportamiento sin necesidad de tomar todos los puntos con su correspondiente pérdida de tiempo si el sistema es incorrecto. También se observa que el recorrido final de la suspensión se ha limitado a 160mm (80 de compresión y 80 de extensión) para mejorar el comportamiento sin comprometer el confort al reducir muy poco el recorrido y permitiendo que este siga siendo grande.

Tras las aclaraciones realizadas se procede a su comparación.

En primer lugar, como es evidente, el sistema original tiene un rango mayor de convergencia que las otras dos opciones, lo cual es inadecuado ya que debido a eso se producía un exceso de giro en las ruedas ya comentado en apartados anteriores. Por el contrario, las otras dos opciones tienen un rango más limitado, con lo que son más adecuados para el sistema. Además, el sistema con la modificación 2 presenta una convergencia ligeramente inferior al sistema modificado 1 lo cual es un punto a su favor.

En segundo lugar, si se compara la caída de los sistemas se puede extraer como conclusión que con las modificaciones realizadas no se ha variado ni perjudicado ya que el comportamiento de la caída es prácticamente idéntico en los tres casos.

En conclusión, el sistema que mejor cumple las expectativas es el sistema con la modificación 2, es decir el del tirante trasero modificado y el anclaje trasero de la mangueta alargado a 205mm. Este es el más adecuado ya que manteniendo el comportamiento de los otros sistemas, muestra una variación de la convergencia más contenida y, por tanto, un sistema mejor ya que posee las ventajas del sistema original sin los inconvenientes mencionados de tener una gran variación de convergencia.

Una vez obtenido el comportamiento deseado se va a evaluar la variación del ancho de vía para ver cómo le influye el recorrido de la suspensión.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

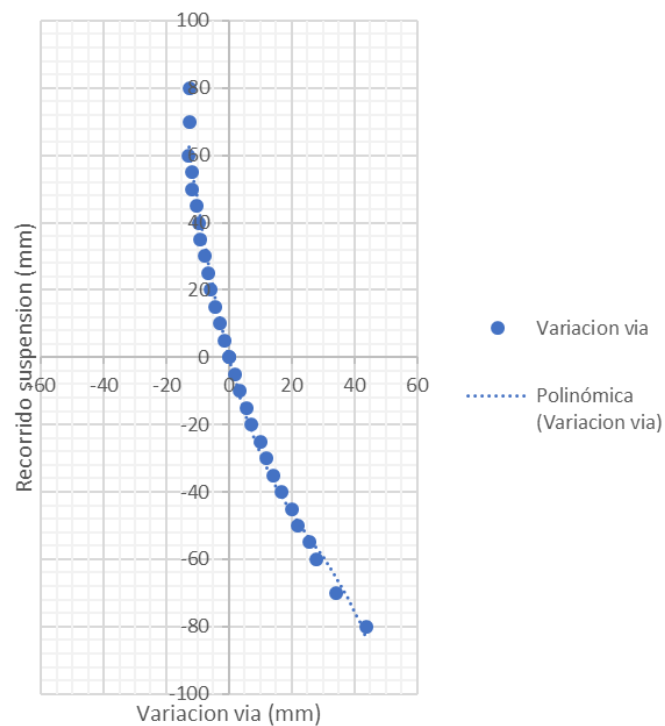


Ilustración 57 Grafica de variación del ancho de vía respecto al recorrido. Fuente: Creación propia

Observando la gráfica, se observa que la vía varía unos 50mm a lo largo de todo el recorrido de la suspensión. Esta variación se debe principalmente a la variación de la caída de las ruedas más que a el desplazamiento axial de los neumáticos. Esto se puede demostrar con una simple grafica como es la de la gráfica de variación de la caída.

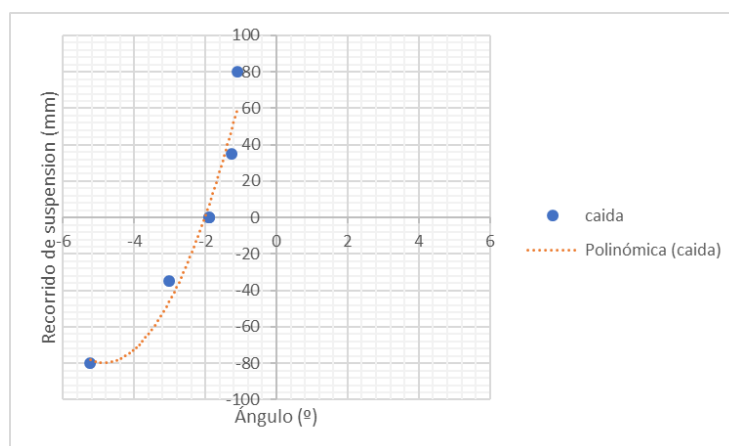


Ilustración 58 Variación de la caída Fuente: Creación propia

En la gráfica se aprecia que el comportamiento de la caída es muy similar ya que en valores de compresión la variación es mayor, mientras que en extensión el comportamiento es casi lineal. También, se observa que el comportamiento es simétrico respecto del eje vertical, es decir, es similar, pero en vez de tomar valores positivos estos son negativos, esto es debido a que los valores negativos de caída implican que la parte superior del neumático se

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

desplaza hacia el interior y la inferior hacia el exterior, con lo que se produce el incremento de la vía. Esto se muestra en la gráfica siguiente en la cual se calcula el incremento de la vía debido a la variación de la caída y el tamaño del neumático.

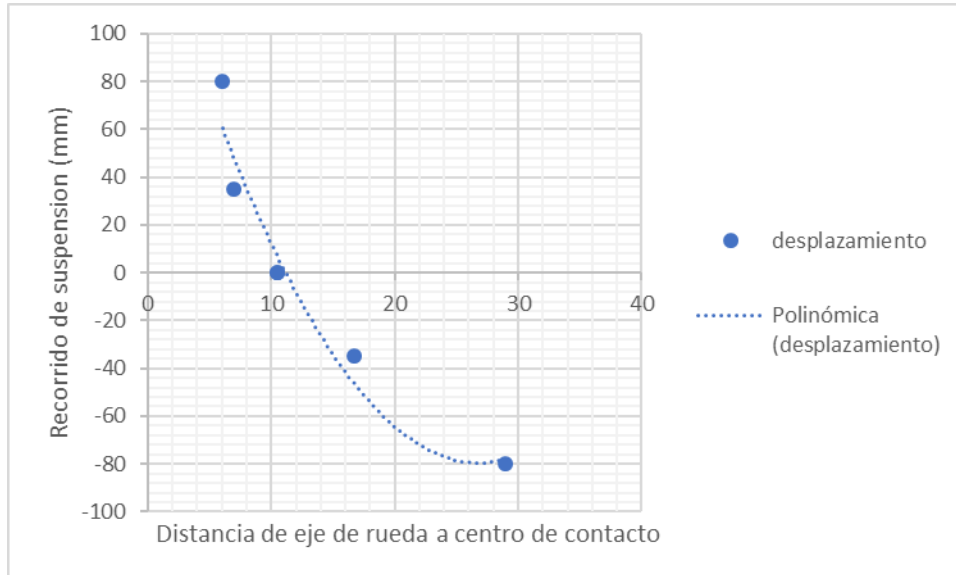


Ilustración 59 Distancia de la mangueta a el centro de la huella del neumático. Fuente: Creación propia

En el grafico se aprecia como la curva que describe la variación de la vía es muy semejante al desplazamiento que se produce por la variación de la caída, con lo que se puede decir que la variación del ancho de vía no es producto de un desplazamiento de la mangueta como sucede en un sistema multibrazo, sino que depende solamente de la caída y el tamaño del neumático, tal y como se muestra en el siguiente gráfico.

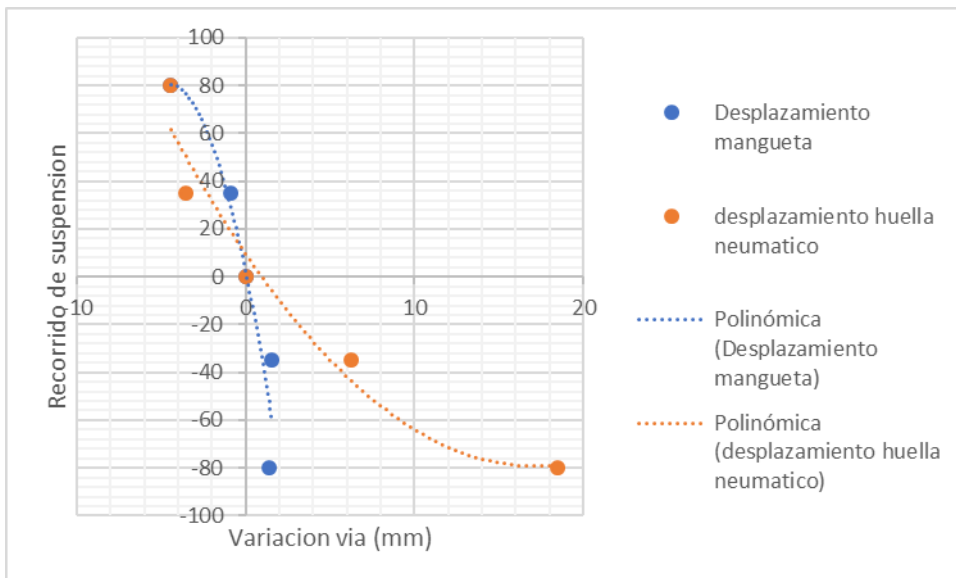


Ilustración 60 variación de vía en mangueta y neumático Fuente: Creación propia

Como se aprecia en el gráfico, la variación de la maqueta es mínima. Tal y como se ha comentado anteriormente, la variación de la vía se debe a la caída del neumático y depende del tamaño de este como lo muestra la siguiente grafica.

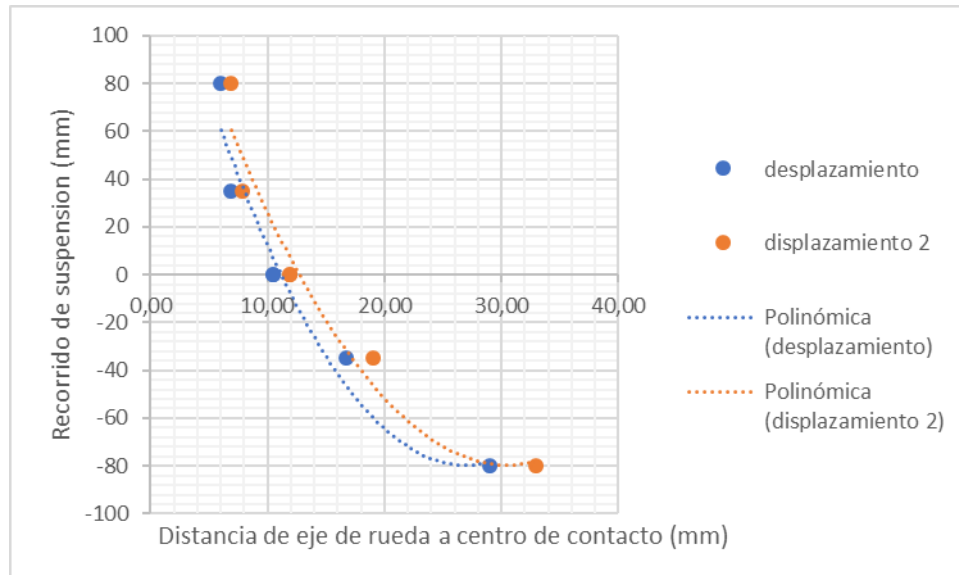


Ilustración 61 Desplazamiento que se produce en la base del neumático Fuente: Creación propia

En el gráfico, en el cual se muestra la variación de la distancia de la mangueta, tomada como fija, al centro de la huella de contacto del neumático. En él se aprecia como depende del tamaño del neumático, ya que para un neumático de medidas 225 55 R17, ampliamente utilizado en berlinas del segmento B y C, se obtiene una medida de desplazamiento (desplazamiento azul), mientras que si se modifica el tamaño de la rueda a un tamaño mayor como es una 195 55 R20, el cual es un tamaño utilizado por automóviles de tipo SUV, berlinas de tamaño superior o monovolúmenes como el Renault Scenic al cual pertenece la medida tomada, se obtiene un desplazamiento diferente como lo muestran los datos naranjas (desplazamiento2).

Tras todo esto, se puede decir que el sistema diseñado es un sistema muy completo con muy buen comportamiento y que tendría muy buenos resultados en su utilización.

En cuanto a la adaptabilidad del sistema, se puede comentar que para adaptar este sistema de suspensión a otros modelos con diferentes cotas de anchura de vías se modificaría para adecuar el comportamiento a las nuevas características, lo mismo sucede si se desea cambiar el comportamiento de un vehículo, sería suficiente con modificar alguna parte de las mencionadas anteriormente.

Por último, a modo de resumen y conclusión, la suspensión con los ajustes finales se comporta mejor que el sistema de partida como es lógico. En cuanto a las cotas, la caída en reposo tiene un valor de -1.89° o $-1^\circ 53'$, lo cual es un buen valor. Si se compara con las tablas de valores en automóviles, se puede

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

concluir con que el valor de la caída es correcto y entra en los rangos de los coches de muestra. En cuanto a la convergencia, el valor es de 0.08° o $0^{\circ}4'$ lo cual es un dato asombrosamente bueno, ya que aun estando dentro de tolerancias, al lograr colocar las ruedas lo más rectas y paralelas entre si posibles se logra reducir el desgaste de las ruedas. Además, en este sistema esa geometría no compromete la estabilidad ya que varía aumentando al comprimirse para ganar estabilidad.

2.6. Centros de balanceo y eje de balanceo

En este punto se va a tratar el centro de balanceo del sistema y se calculará el eje de balanceo aproximado para un coche tipo. También para poner al sistema en contexto se calcularán los centros de balanceo de otros sistemas de suspensión para evaluar cómo sería el comportamiento de la suspensión según su centro de balanceo y respecto a otros tipos de suspensión.

2.6.1. Centro de balanceo

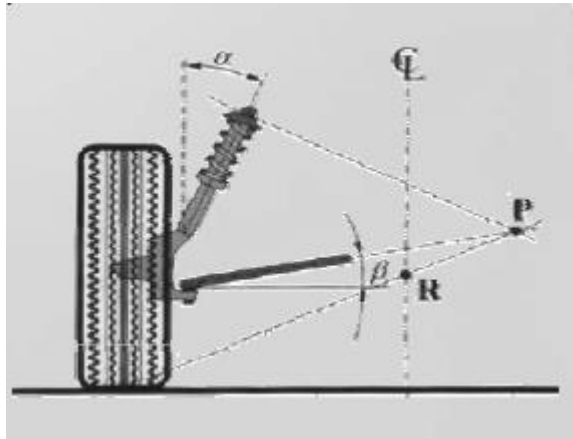
En primer lugar, se debe definir que es el centro de balanceo:

El centro de balanceo se define como el punto, en el plano vertical transversal al vehículo y que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, en el que se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca balanceo de la suspensión. El centro de balanceo representa el centro instantáneo de rotación de la masa suspendida, respecto a la masa no suspendida. La idea de centro de balanceo resulta muy útil, pues la altura del centro de balanceo resume el efecto de la geometría de la suspensión y caracteriza el comportamiento del vehículo ante acciones, tan comunes como importantes, como es el paso por curva. (P.Luque, 2012, p. 183)

Como se ha mencionado en la descripción, el centro de balanceo caracteriza el comportamiento de la suspensión, con su cálculo se describe el comportamiento de la suspensión y el vehículo, además permite calcular la transferencia de cargas, así como su estabilidad lateral y comportamiento ante acciones laterales.

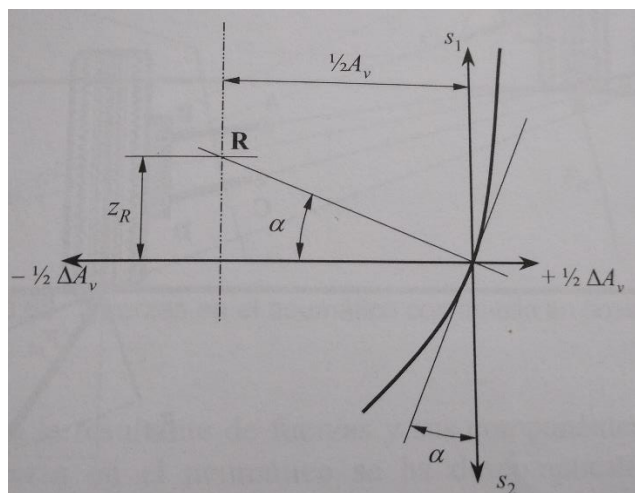
Para calcular el centro de balanceo existen varios métodos.

Por un lado, está el método de unir centros instantáneos de rotación hasta que se corten, obteniendo así el centro de balanceo del vehículo. Este método es explicado en varios libros como Ingeniería del Automóvil de Pablo Luque, 2012, pp.188-203.



*Ilustración 62 Determinación del centro de balanceo mediante centros de rotación.
Fuente: Ingeniería del Automóvil. Pablo Luque.*

Por otro lado, está un método gráfico, en el cual partiendo de la gráfica de variación del ancho de vía a lo largo del recorrido se obtiene el centro de balanceo, tal y como se explica en el libro Ingeniería del Automóvil de Pablo Luque, 2012, p.187.



*Ilustración 63 Determinación del centro de balanceo mediante la gráfica de variación de ancho de vía.
Fuente: Ingeniería del Automóvil. Pablo Luque.*

2.6.2. Cálculo del centro de balanceo

En el caso de la suspensión en diseño, se va a utilizar este segundo método ya que debido a la geometría de la suspensión es más sencillo de aplicar que el otro método. Para ello se tomará la gráfica de variación del ancho de vía realizada anteriormente, pero modificada. Primeramente, se invertirá la gráfica, de modo que la compresión este en la parte positiva de la gráfica (parte superior) y la extensión en la parte negativa (inferior). Después, se eliminará la línea de tendencia polinómica y se sustituirá por una línea recta tangente a esta. A continuación, se realizará una recta perpendicular a esta, para ello se toma la

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

pendiente, se invertirá y cambiará el signo. El último paso será identificar el punto en el que se cruza con el medio del ancho de vía.

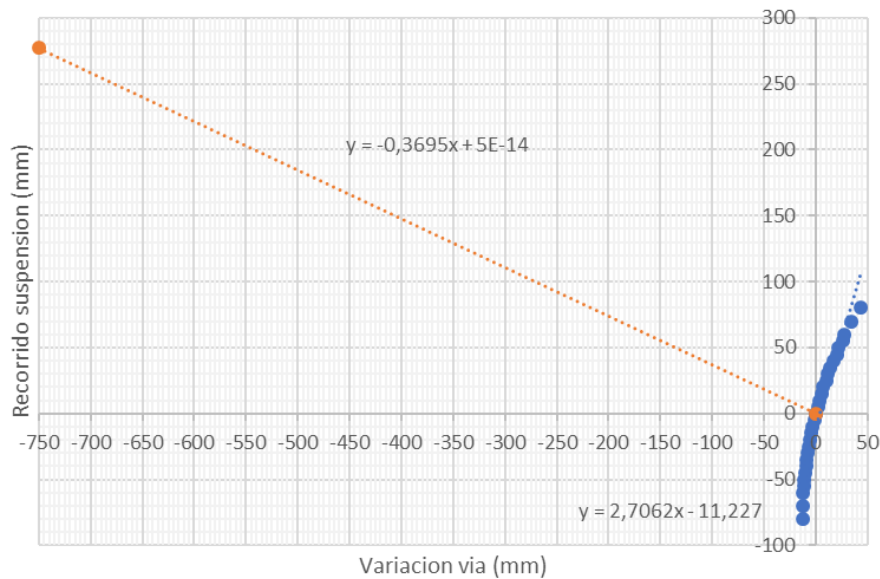


Ilustración 64 grafica para determinar centro de balanceo. Fuente: Creación propia

Para realizar la gráfica con los datos, una vez se tiene la expresión lineal de la variación del ancho de vía se toma su pendiente, sabiendo que la expresión de la recta es: $y=mx+n$. Donde “m” indica la pendiente de la recta. De esta se obtiene que la pendiente de la recta perpendicular será: $-\frac{1}{m}$ operando se obtiene el valor. Una vez se tiene la expresión de la recta, es suficiente con dar el valor de la mitad del ancho de vía, en este caso 750mm, para obtener el dato de altura del centro de balanceo, el cual es de 277.14mm. esto se representa en la siguiente imagen ya sobre el sistema de suspensión.

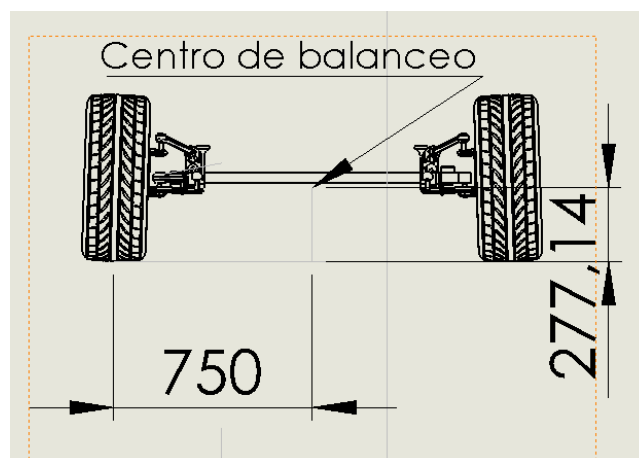


Ilustración 65 Centro de balanceo suspensión TLRS Fuente: Creación propia

2.6.3. Comparativa de centros de balanceo de diferentes sistemas.

Una vez se conoce el centro de la suspensión diseñada, se va a comparar con los de otros sistemas de suspensión para observar las diferencias que existen entre ellos.

En un primer lugar se va a calcular el centro de balanceo de un sistema semirrígido, ya que este es el tipo de suspensión trasera más utilizado en los vehículos que nos ocupan.

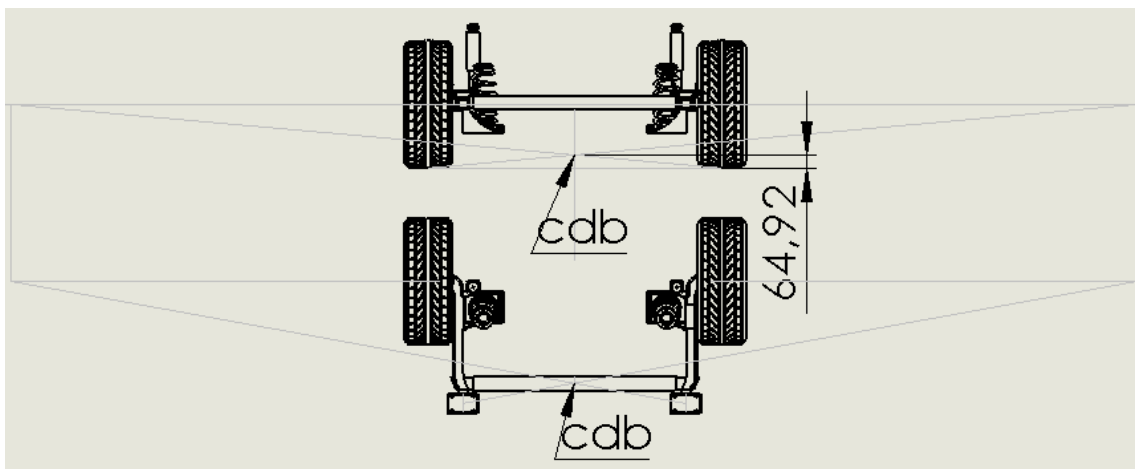


Ilustración 66 Centro de balanceo sistema semirrígido. Fuente: Creación propia

En este sistema como norma general el centro de balanceo se sitúa en la traviesa, pero para ello se debe hacer la consideración de que la traviesa solo funciona a torsión y su centro no se mueve. De este modo su comportamiento es equivalente a una suspensión independiente con el eje de articulación en la recta que une el soporte y la traviesa. Es debido a esto que el centro de balanceo calculado resulta estar tan bajo.

El siguiente sistema es el sistema de brazos arrastrados, el cual se tomaría como base para el sistema desarrollado.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

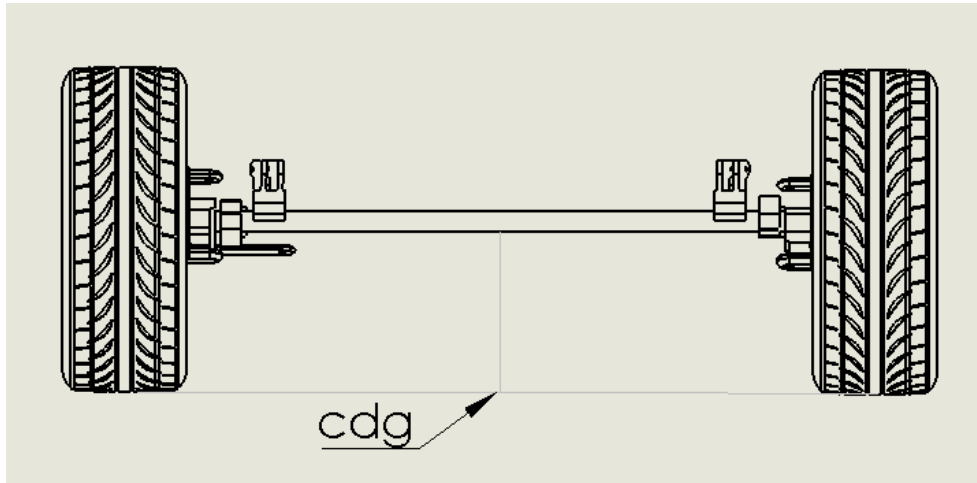


Ilustración 67 Centro de balanceo suspensión de brazos arrastrados. Fuente. Creación propia

En el sistema de brazos arrastrados, se observa una de sus principales características, como es que su centro de balanceo coincida con el suelo. Esto implicaría buenas características al estar el centro de balanceo bajo, las fuerzas no tenderían a levantar el vehículo ante cargas transversales, pero se debería comparar su altura con la del centro de masas para evitar una gran distancia entre ambas ya que si la distancia es muy grande el coche tenderá a inclinarse mucho ante fuerzas transversales.

Por último, se trata el sistema multibrazo, el cual es el sistema más complejo y como muestra de ello en lugar de un ejemplo se van a tratar varios ejemplos para que se observen las diferencias entre ellos y como sus diferentes configuraciones afectan a su centro de balanceo.

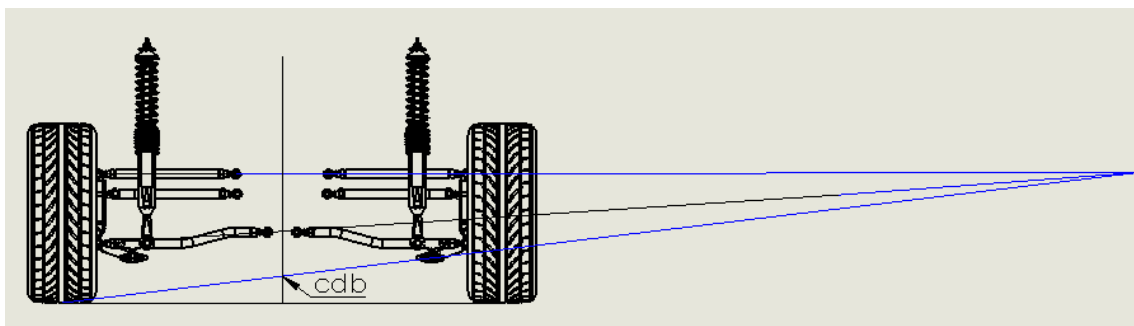


Ilustración 68 Centro de balanceo de sistema de suspensión multibrazo 1 Fuente. Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

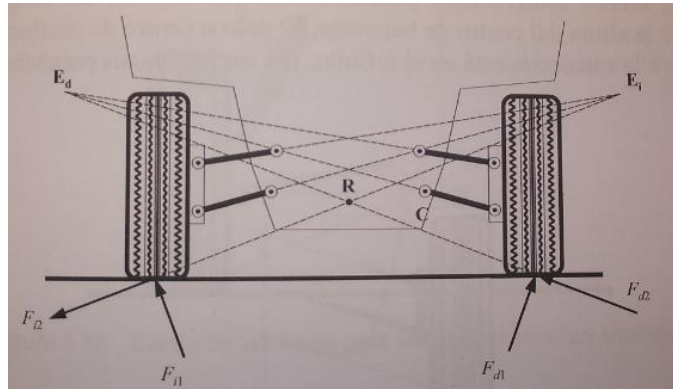


Ilustración 69 Centro de balanceo suspensión multibrazo 2 Fuente: Ingeniería del Automóvil, Pablo Luque

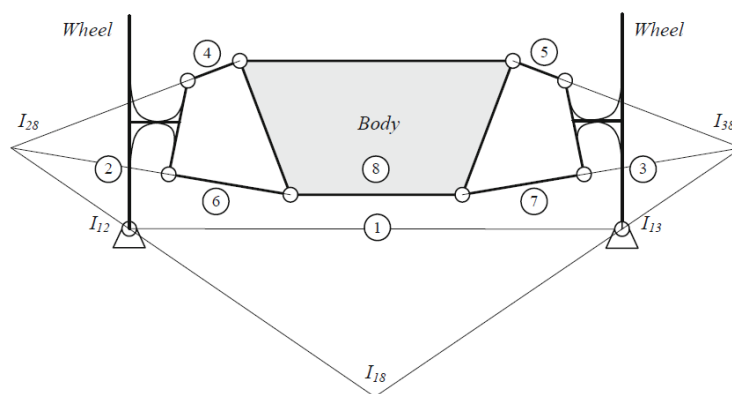


FIGURE 8.28. The roll center I_{18} is at the intersection of lines $\overline{I_{12}I_{28}}$ and $\overline{I_{13}I_{38}}$.

Ilustración 70 Centro de balanceo suspensión multibrazo 3 Fuente: Vehicle dynamics, Reza N. Jazar

Como se puede observar al comparar las imágenes, ambos sistemas muestran un centro de balanceo muy diferente, mientras en el primer ejemplo esta próximo al suelo, en el segundo, se aprecia como está más elevado y próximo al centro de las ruedas. Si se mira al tercer ejemplo se puede ver como el centro de balanceo también puede estar alejado del suelo, pero hacia abajo el lugar de hacia arriba. Con esto se quiere dar visibilidad a que en función de cómo se coloquen los brazos del sistema, varía la altura del centro de balanceo. Si los brazos están muy paralelos el centro se acerca al suelo, mientras que, en configuraciones con brazos no paralelos, las cuales son las más utilizadas, el centro de balanceo está más alejado del suelo ya sea hacia arriba o abajo.

A modo de conclusión, se puede comentar que el sistema desarrollado tiene un centro de balanceo elevado, especialmente si se compara con los sistemas de brazos arrastrados y los sistemas semirrígidos, pero, por otro lado, si se compara con sistemas multibrazo se puede comprobar como estos pueden tener el centro de balanceo elevado en función de su configuración. Con lo que se puede decir que el sistema se asemeja a sistemas multibrazo de brazos no paralelos, que son los que tienen en centro más elevado y también los más utilizados. También cabe mencionar que a pesar de que no se ha comparado con sistemas rígidos, estos tienen el centro de balanceo más elevado, ya que

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

suele encontrarse en una altura cercana a la parte superior de los neumáticos, como se muestra en libros que tratan el tema.

2.6.4. Eje de balanceo

Una vez se ha tratado el centro de balanceo del eje trasero, se puede continuar analizando el comportamiento que tendría un vehículo con esta suspensión en su parte trasera. Para ello se necesita además del centro de balanceo calculado, el centro de balanceo del eje delantero del vehículo. Con los centros de balanceo de ambos ejes se obtiene el eje de balanceo, que sería el eje imaginario alrededor del cual giraría el vehículo al inclinarse.

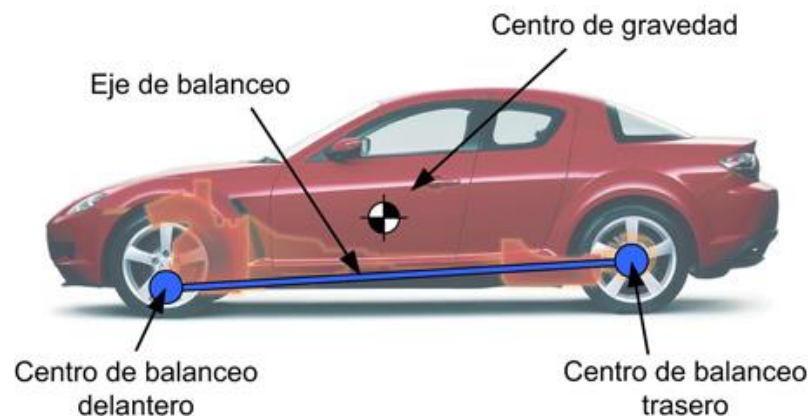


Ilustración 71 Eje de balanceo, centros de balanceo y de gravedad. Fuente: Km77.com

2.6.5. Cálculo del centro de balanceo

Como se ha comentado, se necesita el centro de balanceo del eje delantero. Para esto, se va a suponer que la suspensión delantera es de tipo McPherson, ya que esta suspensión es la más utilizada en todo tipo de automóviles, especialmente en los segmentos que ocupa este proyecto, es decir, coches compactos, se podría decir que prácticamente la totalidad de los modelos del mercado cuentan con este sistema de suspensión en la parte delantera. Esto es debido a que deben ser vehículos con un coste contenido y que al tener unas dimensiones contenidas cualquier otro sistema de suspensión más elaborado no se podría colocar fácilmente y se necesitaría una gran inversión para tratar de colocarlo, lo cual resultaría en la inviabilidad del vehículo al encarecerlo considerablemente.

Para el eje delantero, el sistema McPherson tendrá un centro de balanceo similar en todos los casos. Para esto se toma un sistema genérico de una suspensión McPherson en 3D de Grabcad para poder trabajar con ella. sobre esta se obtiene su centro de balanceo.

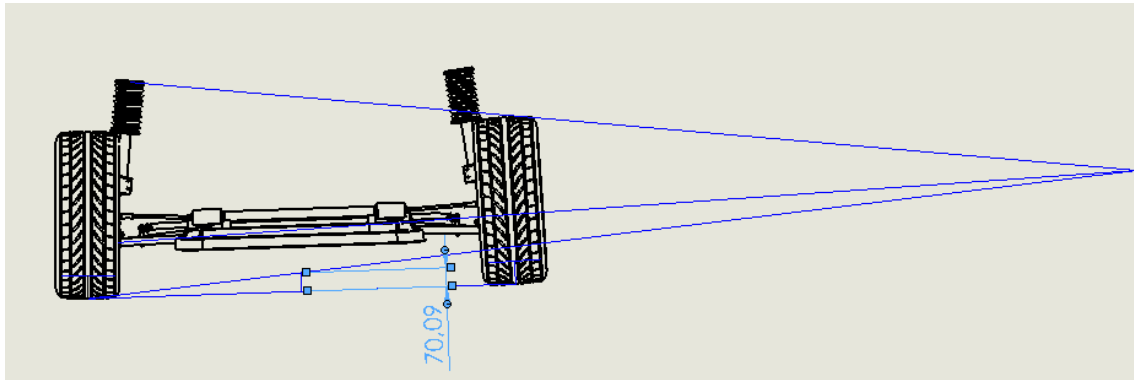


Ilustración 72 Centro de balanceo suspensión McPherson Fuente: Creación propia

Como se observa en la ilustración, el sistema McPherson deja un centro de balanceo bastante bajo y próximo al suelo. Para asegurar que este sistema es representativo y no es un sistema especial, sino que es similar a otros se va a calcular el centro de balanceo de una suspensión real.

Para el cálculo del centro de balanceo de una suspensión McPherson existente, se va a tomar datos de la suspensión de un vehículo compacto, de forma que la suspensión sea representativa del tipo de vehículos al que se desea implementar el sistema trasero diseñado. Para ello se tomará la suspensión delantera de un Citroën C4 como ejemplo, al ser un modelo del que se pueden obtener los valores de las cotas de la suspensión delantera para el cálculo de su centro de balanceo.

Para calcular el centro de balanceo de una suspensión cualquiera se utilizará un programa informático, el cual introduciéndole los valores característicos de una suspensión es capaz de calcularlo y hacer una representación del sistema, así como permite mover la suspensión para ver cómo se mueven los centros de balanceo y los componentes. Este programa es Vsusp, el cual es un software de libre uso disponible online a través de la página vsusp.com. En esta se permite elegir entre diferentes tipos de suspensión, así como modificar todos los parámetros de la suspensión y del vehículo incluidos los neumáticos.

Para que el programa calcule el centro de balanceo, se le debe introducir los valores que se han obtenido del vehículo, como son la medida de los neumáticos, en este caso 205 55 R16, la longitud de los brazos, en este caso 300mm, la altura y distancia a la que están los anclajes de los brazos inferiores, 150mm y 900mm, también se necesita la altura de las torretas del sistema y la distancia entre sus anclajes, que son de 550mm y 1200mm respectivamente.

Si se introducen estos valores el programa nos devuelve el siguiente resultado en pantalla

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

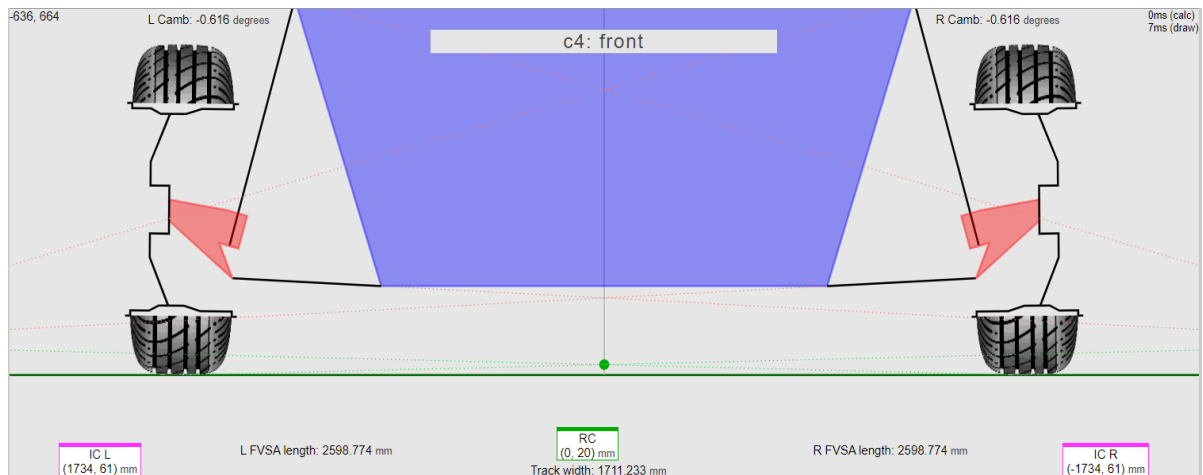


Ilustración 73 Resultado de datos de la suspensión de un Citroën C4 Fuente: Vsusp.com

Como se aprecia en la ilustración, con los datos introducidos, se crea una imagen de la geometría de la suspensión y con estas calcula los centros de rotación instantáneos y en centro de balanceo. Además, muestra los valores de estos puntos dando como resultado que el centro de balanceo está a 20mm de altura y en el plano central longitudinal del vehículo.

Con los datos del caso real se puede ver que es similar al dato del modelo en 3D, ya que ambos están a poca distancia sobre el suelo, con lo que ya se puede realizar el eje de balanceo de la suspensión. Que se realizara con ambos centros de balanceo para que se vea cómo afecta la altura del centro de balanceo al eje.

Para determinar el eje de balanceo se colocarán los ejes delantero y trasero en un mismo conjunto 3d y separados ambos por la batalla se unen los centros con una línea que será el eje de balanceo. De esta forma, el eje de balanceo además de depender de las características de los dos ejes también dependerá de la batalla ya que a menor batalla tendrá mayor inclinación que con una batalla mayor si en ambos casos tiene los mismos ejes.

Para el caso de esta suspensión, al estar pensada para ser utilizada en compactos y urbanos, se tratará cada caso, es decir, se utilizarán dos longitudes de batalla para ver el cómo varía para cada caso.

Como longitud de batalla para compactos se tomará la batalla de un Peugeot 308 ya que más tarde se utilizará como ejemplo para las cargas del vehículo. La batalla de este es de 2.620 mm según www.motor.es (04/02/2020)

Con los datos de batalla (2620mm) y alturas de centros de balanceo del sistema de suspensión diseñado y el eje delantero de Citroën C4, el cual será denominado vehículo compartido 1, se obtiene el siguiente resultado para el eje de balanceo

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

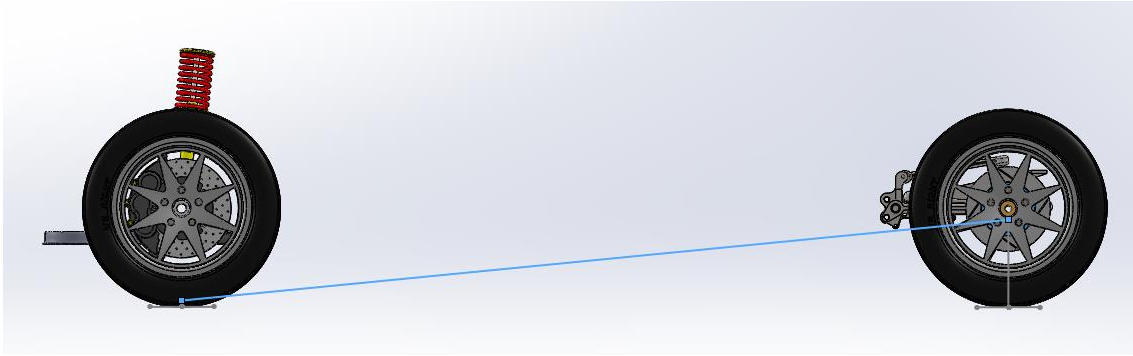


Ilustración 74 Eje de balanceo Vehículo compacto 1 Fuente: Creación propia

El eje de balanceo que se obtiene para este caso es un eje de balanceo que es bastante bajo en términos generales ya que ambos centros de balanceo se encuentran por debajo del eje de las ruedas. En cuanto a su inclinación, se aprecia como no es muy elevada, pero sí que tiene cierta inclinación debido a la diferencia de altura entre los centros de balanceo de ambos ejes. Para reducir la inclinación es suficiente con variar la altura del centro de balanceo, por ejemplo, por la del otro sistema de suspensión delantero ya mostrado, el cual, tiene una altura superior.

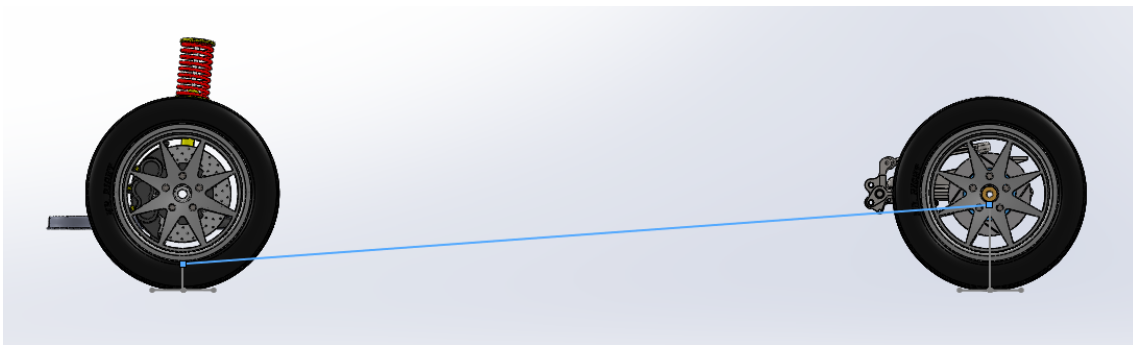


Ilustración 75 Eje de balanceo vehículo compacto 2 Fuente: Creación propia

El eje de balanceo con esta segunda configuración de suspensión delantera está más plano y mínimamente más elevado en la parte delantera, aunque al igual que ocurría antes, el eje sigue siendo bajo en general. Al ser más plano el eje, la inclinación del vehículo será más parecida en ambos ejes y no tenderá a levantar la rueda trasera interior ante grandes inclinaciones o giros.

2.6.6. Comparativa de ejes de balanceo para diferentes suspensiones.

En este apartado se va a tratar los ejes de balanceo de los diferentes sistemas de suspensión, así como diferentes combinaciones de estos y para diferentes distancias entre ejes, para con todo esto comprobar las semejanzas y diferencias del sistema diseñado respecto al resto de sistemas existentes. Como la comparación entre todos los diferentes sistemas con todas las opciones es muy extensa, solo se compararán para la distancia de batalla larga (2620mm),

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

es decir, la de compacto ya que este vehículo es el que mas interesa y es sobre el que se realizarán los ensayos.

En primer lugar, se va a estudiar en eje de balanceo de un vehículo con un puente trasero semirrigido para los dos trenes delanteros.

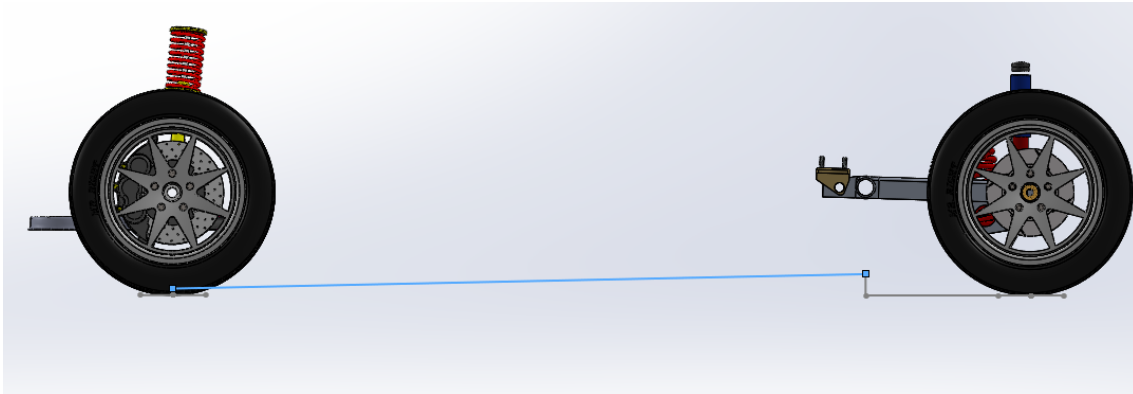


Ilustración 76 Eje de balanceo para eje trasero semirrigido, vehículo compacto 1. Fuente: Creación propia

En esta configuración de suspensión, se aprecia como todo el eje de balanceo se encuentra en una posición muy baja y prácticamente plana al ser las alturas parecidas (20mm y 64mm). Esto produciría que el vehículo se inclinara por igual en ambos ejes sin tendencia a levantar ninguna rueda primero. Por otro lado, al estar tan bajo, se debería tener muy en cuenta la distancia al centroide de masas ya que si está muy separado produciría grandes inclinaciones de la carrocería.

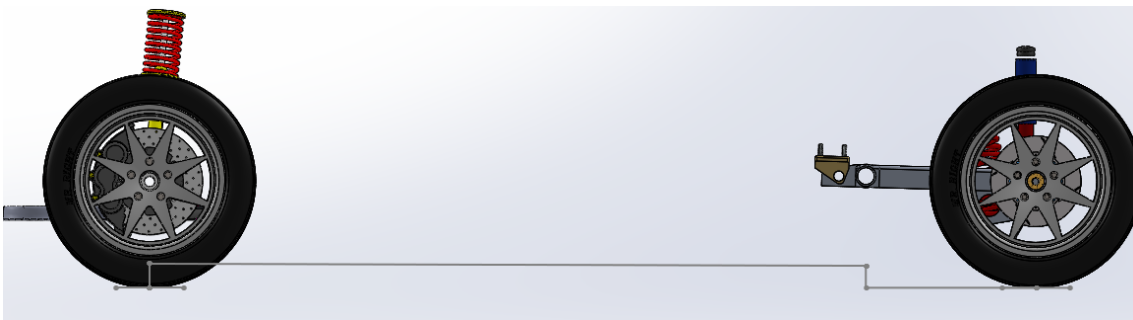


Ilustración 77 Eje de balanceo para eje trasero semirrigido. vehículo compacto 2. Fuente: Creación propia

Este caso es similar al anterior, con la diferencia de que la parte delantera esta 10mm más elevada que el trasero lo cual no se suele dar en vehículos de tracción y motor delanteros. Por lo general suele ser ascendente.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

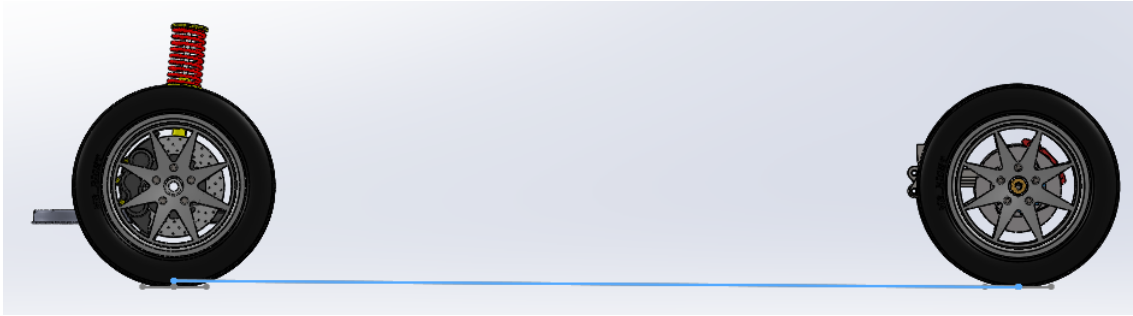


Ilustración 78 Eje de balanceo, brazos arrastrados vehículo compacto 1 Fuente: Creación propia

En este caso, al contar con un eje trasero de brazos arrastrados el centro de balanceo está en el suelo, con lo que el eje de balanceo está inclinado muy ligeramente hacia atrás ya que el centro de balanceo del eje delantero está 20mm por encima del suelo. Este caso es el mismo que se daba en el sistema anterior.

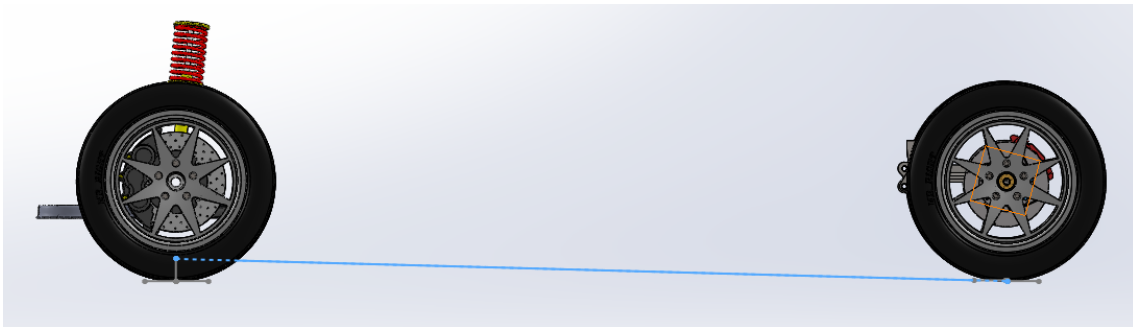


Ilustración 79 Eje de balanceo, brazos arrastrados, vehículo compacto 2. Fuente: Creación propia

En esta suspensión, al ser el mismo eje trasero, pero con el sistema delantero con un centro de balanceo más elevado, se acentúa más la inclinación hacia atrás del eje de balanceo, de este modo se obtendría un comportamiento extraño, tal y como se ha comentado anteriormente.

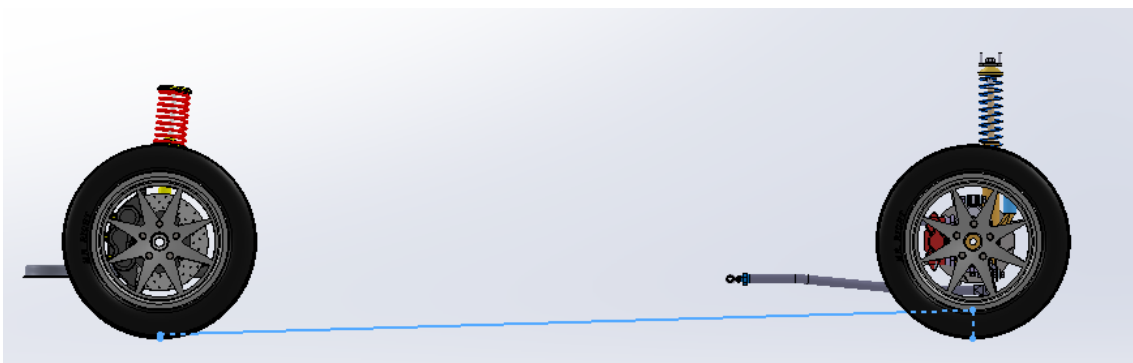


Ilustración 80 eje de balanceo, suspensión multibrazo, vehículo compacto 1. Fuente: Creación propia

En esta ocasión, al contar con un sistema trasero de suspensión multibrazo, el centro de balanceo trasero está por encima del suelo, con lo que al combinarlo con el sistema delantero, el eje de balanceo resulta bastante plano y con una mínima inclinación hacia el frontal del vehículo, con lo que este

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

conjunto parece que tendrá buen comportamiento, aunque se debería controlar la distancia a la que se encuentra del centro de masa y su eje para evitar que tenga grandes balanceos, lo cual ocurre si está muy alejado. Si este sistema trasero se combina con la suspensión delantera con una altura de centro de balanceo superior, se obtiene un eje casi paralelo al suelo, con lo cual el comportamiento no varía en gran medida respecto de lo comentado.

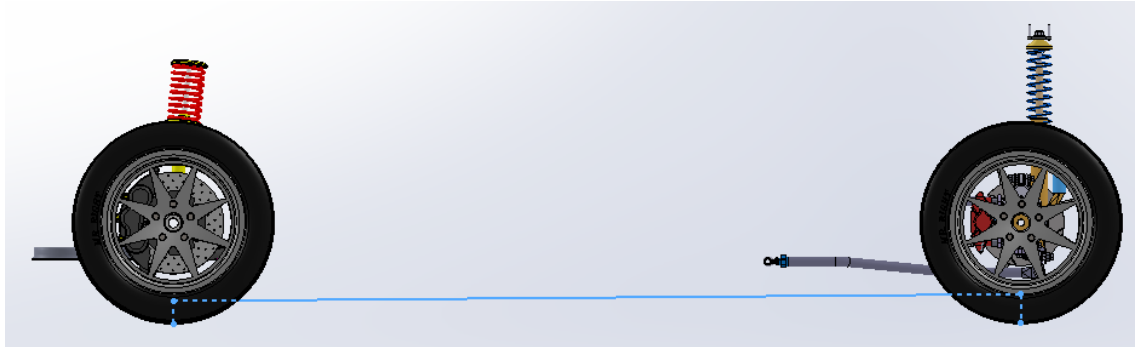


Ilustración 81 Eje de balanceo, suspensión multibrazo 1 vehículo compacto. Fuente: Creación propia

Para este sistema el eje de balanceo queda muy plano de forma que el balanceo se producirá por igual en ambos ejes y no tendrá tendencia a levantar primero ninguna de las ruedas traseras.

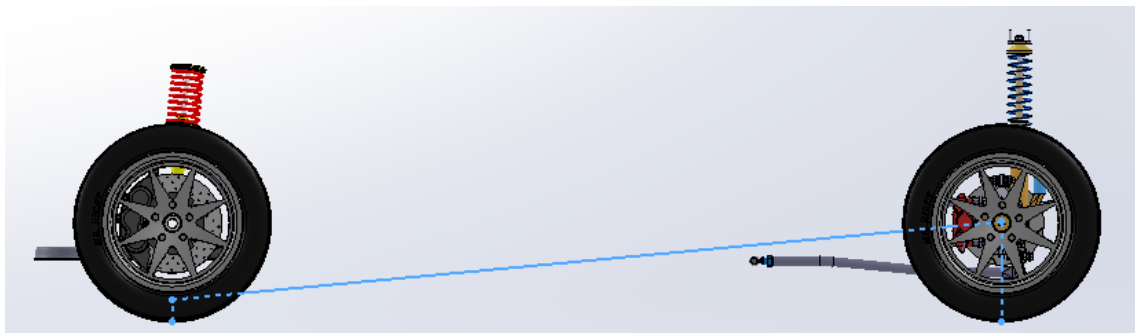


Ilustración 82 Eje de balanceo, suspensión multibrazo 2, vehículo compacto 2. Fuente: Creación propia

En este último caso de los aquí mostrados, se puede comprobar como este sistema multibrazo trasero al tener un centro de balanceo a mayor altura, da un resultado parecido al del sistema diseñado, ya que tiene cierta inclinación hacia la parte delantera y existe una diferencia de alturas apreciable entre los ejes delantero y trasero. Estas características pueden ser buenas si al combinarse con el centro de gravedad y el eje de masas, estos resultan paralelos o estar próximos ya que esto último produciría un balanceo reducido de la carrocería ante curvas y fuerzas laterales.

3. Cálculos

3.1. Cálculos por realizar.

En este apartado se van a realizar los cálculos necesarios para comprobar el correcto diseño de la suspensión.

En un primer apartado se va a calcular los elementos elásticos y amortiguadores de la suspensión, para garantizar un correcto desempeño del sistema.

A continuación, se calcularán los esfuerzos que soportara el sistema y la resistencia de los componentes a estos, así como se medirá el coeficiente de seguridad de cada pieza y del conjunto y en caso necesario se rediseñara algún componente si este tuviera algún tipo de problema o probabilidad de fallar. En este apartado también se decidirá el material necesario para el sistema, así como diferentes opciones de materiales y su resistencia.

También se realizarán los ensayos de resistencia a fatiga del sistema y de los componentes más expuestos a ciclos como son los rodamientos, así como también la fatiga de los brazos.

Los cálculos que se realicen en este apartado se utilizaran para dimensionar los componentes del sistema, así como modificarlos en caso necesario.

Una vez se tenga completamente definido el sistema, los materiales y demás características del sistema de suspensión se realizará un estudio económico del sistema para tener una idea aproximada de sus costes.

3.2. Cálculo de los elementos elásticos y amortiguadores del sistema

3.2.1. Cálculos del elemento elástico

En una primera parte de este apartado se va a calcular la dureza del elemento elástico, que en este caso es una barra de torsión. Si el elemento elástico es una barra de torsión, las fórmulas a aplicar para su cálculo son las siguientes.

Para calcular el giro de la barra para una fuerza determinada se aplica la expresión:

$$\varphi = \frac{F \times R \times L}{G \times I}$$

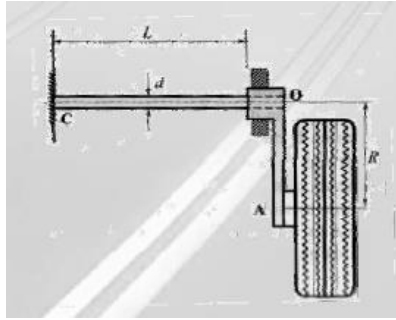


Ilustración 83 esquema de una barra de torsión. Fuente: ingeniería del automóvil Pablo Luque

Donde φ es el giro de la sección, F es la fuerza aplicada, R es la distancia a la que se aplica, L es la longitud de la barra, G es el módulo de elasticidad a torsión e I es el momento polar de inercia.

La expresión anterior se puede simplificar si se sustituyen los valores de la inercia para el caso concreto de barra de torsión redonda, quedando la expresión de la siguiente manera.

$$\varphi = \frac{32 \times F \times R \times L}{\pi \times G \times d^4}$$

Además, en este tipo de elementos elásticos se debe tener en consideración que la tensión máxima en la parte más externa del elemento no supere a la máxima que permite el material. Para calcular la tensión máxima se aplica la formula siguiente.

$$\sigma = \frac{M}{W_z} = \frac{32 \times F \times R}{\pi \times d^3}$$

Para el caso concreto de la suspensión que se diseña, la longitud R es la longitud del brazo principal, la cual es de 300mm. En cuanto a la longitud de la barra de torsión, esta será de 912 mm.

En cuanto al módulo de elasticidad a torsión se obtiene de las características del material, en este caso, para una barra de torsión el módulo elástico cortante es de 79000 N/mm² al tratarse de un acero no aleado DIN 1.8159, habitualmente utilizado en elementos elásticos.

Una vez se tienen todos estos datos, para poder calcular falta la masa que deberá soportar el eje trasero tanto en vacío como la máxima admisible. Para esto se buscan los pesos de los vehículos a los que se desea implementar la suspensión. Como ejemplo de segmento B está el Peugeot 208 con una masa de unos 1140Kg, otro ejemplo sería el Ford fiesta con 1283Kg en su versión ST. Por otro lado, como ejemplos del segmento C tomaremos un Peugeot 308 con 1370Kg en su versión o un Seat león 1305Kg.

Con estos datos, para la suspensión se tomará el vehículo más pesado para garantizar la resistencia de los componentes de la suspensión, pero en función del vehículo y características se deberían adaptar el conjunto muelle

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

amortiguador para adaptarlo al caso específico. Así el vehículo elegido para dimensionar y analizar será un Peugeot 308 con 1370Kg de masa en orden de marcha, es decir cuando la suspensión está en reposo. Para el estudio de fuerzas sobre el sistema de suspensión diseñado solo son interesantes las cargas que reposan sobre el eje trasero.

De este modo, en primer lugar, se calculará la resistencia de la barra de torsión trasera para que con la masa del eje trasero y sin carga, la suspensión se encuentre en la posición de reposo, además se calculará la posición de esta cuando el eje trasero soporte su máxima masa. Para calcular la masa que recae sobre el eje trasero del peso en vacío, se supone un reparto de pesos del 60% sobre el eje delantero y un 40% sobre el trasero, lo cual es un reparto de pesos bastante estándar para un vehículo de tracción y motor delanteros y de las características que se han mencionado.

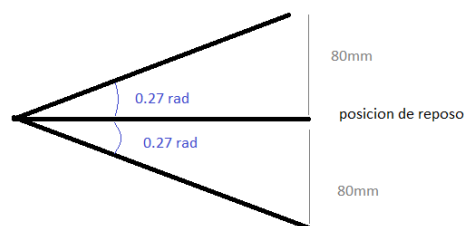
Con este reparto de peso del 40% sobre el eje trasero, para el peso del vehículo, significa que de los 1370 Kg totales 540kg reposan sobre el tren trasero.

Para lograr que la suspensión se encuentre en la posición de reposo se necesitan realizar unos cálculos.

En primer lugar, se limita el recorrido de la suspensión, suponiendo que la barra de torsión, al igual que sucede con un muelle helicoidal, cuando la suspensión está completamente estirada no realiza fuerza, de modo que no tiene tensión ni torsión. Si el recorrido es de 80mm para tener un margen por encima en compresión y también en extensión. Para esos 80mm de recorrido, el ángulo que recorre el brazo principal de la suspensión es de 15° o 0.27 radianes. De aquí se extrae que el muelle equivalente sería de 37440 N para cumplir $F=Kx$.

Para logra que la suspensión este en posición de reposo al aplicar la carga en vacío, se aplica la fórmula que se muestra a continuación. Al introducir los datos que se tienen y los que se desean, se obtiene el diámetro que debe tener la barra de torsión para que se cumplan los datos introducidos.

Si se introducen los datos, se despeja el diámetro de la barra “d” y se opera, se llega al resultado de que la barra debe tener un diámetro de 25mm.



$$\varphi = \frac{32 \times F \times R \times L}{\pi \times G \times d^4}$$

*Ilustración 84 Fórmula para el cálculo del ángulo girado por una barra al someterla a una fuerza (ingeniería del Automóvil, P. Luque) y dibujo del recorrido de suspensión y ángulo recorrido.
Fuente: Creación propia*

Además, con esta configuración, al cargar la masa máxima permitida sobre el eje trasero, la cual es de 890 kg. Como lo pone en la ficha reducida del vehículo. Se debe tener en cuenta que se divide ente ambas ruedas traseras.



Ilustración 85 ficha reducida Peugeot 308 Fuente: Creación propia

La posición a la que se desplaza el sistema es la siguiente si se realizan los mismos cálculos, pero para la nueva fuerza es de 0.402 radianes, es decir $23.03^\circ \approx 23^\circ$, lo cual es un buen dato ya que no llega al límite de compresión, con lo que a carga máxima el tren trasero seguiría teniendo capacidad de absorción de las irregularidades del terreno. Otra opción sería aumentar la carga máxima hasta el límite de la suspensión, lo cual implicaría una fuerza de 5979.497 N por rueda, lo que da un total de 11958.995 N o 1196 Kg de masa aproximadamente.

Una vez se tienen las masas que actúan en el sistema y el resultado obtenido es el deseado, se va a calcular las tensiones tanto para la carga máxima como para la carga en vacío. Para ello se aplica la ecuación de tensiones expuesta anteriormente.

$$\sigma = \frac{M}{W_z} = \frac{32 \times F \times R}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 8900/2 \times 300}{\pi \times 25^3} = 870,285 \text{ MPa}$$

Una vez se tiene la tensión a cortadura que sufre la barra, se debe comprobar que el material resiste.

Para el material de la barra se ha utilizado como se ha comentado antes un acero DIN 1.8159 51CrV4, el cual es un material utilizado en elementos elásticos como es el caso.

El límite elástico de este material es de 700 MPa con lo que con el diámetro de 25mm no resiste en régimen elástico y presentaría una deformación

plástica, pero sin llegar a romper al estar el límite de rotura del material en 900 MPa.

Después de comprobar que con las dimensiones deseadas y el material seleccionado no resiste, de modo que se van a realizar alternativas a este diseño.

En una primera alternativa, se va a mantener el diámetro de la barra y se modificará el material por otro que soporte los esfuerzos. De este modo, se busca un material que tenga un límite elástico superior a 900 MPa, para lo cual de entre los materiales disponibles se selecciona otro acero, pero con unas propiedades superiores como es el acero DIN 1.6580 (30CrNiMo8) el cual tiene un límite elástico de 1050Mpa, con lo que resiste el esfuerzo al que debe ser sometido.

Otra opción sería mantener el material y modificar el diámetro de la barra de torsión. Para esto se tomará el límite elástico del material y se calculará un diámetro de barra utilizando la expresión de la torsión máxima producida en la barra.

$$\sigma = \frac{32 \times F \times R}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 4450 \times 300}{\pi \times d^3} = 700MPa$$

Despejando el diámetro se obtiene que con un diámetro de 27mm es suficiente para resistir el esfuerzo de manera estática, pero se deberá probar su resistencia a fatiga.

El siguiente paso para comprobar la validez de las dos alternativas es comprobar su resistencia a fatiga, ya que el elemento torsional estará constantemente retorciéndose, aunque la fuerza a la que se vea sometido en la mayoría de los ciclos será muy inferior a la máxima, la vida a fatiga que presente a la fuerza máxima servirá como base para saber si el sistema soportará una elevada cantidad de ciclos o fallará con un numero de ciclos bajo.

Para el caso de la barra de 25 mm de diámetro en acero DIN 1.6580 el resultado a fatiga es el que muestra la imagen.

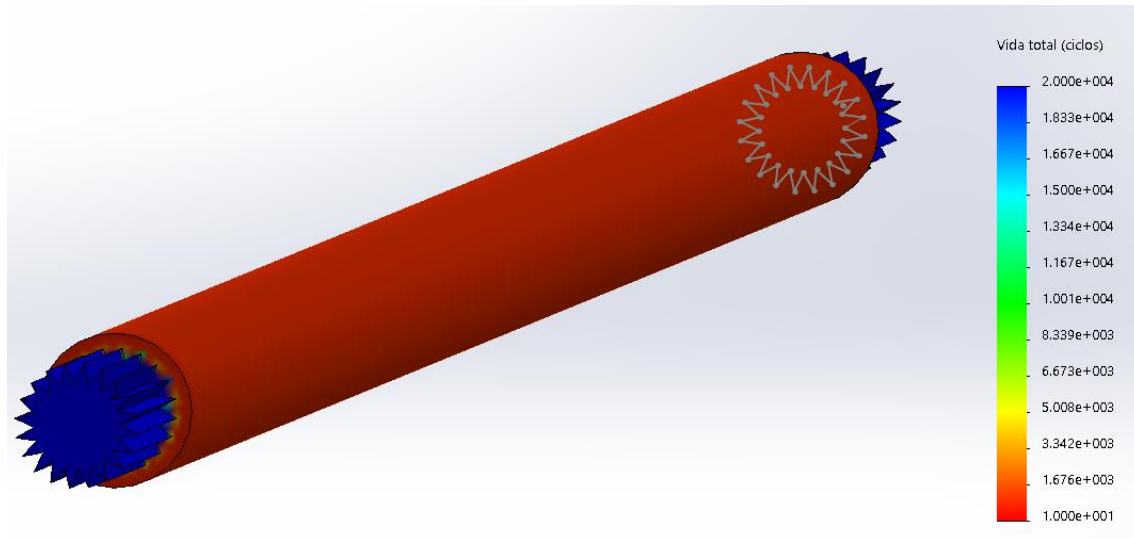


Ilustración 86 Resultado vida a fatiga Acero DIN1.6580. Fuente: Creación propia

Como se aprecia en el resultado, el material a pesar de ser suficientemente resistente para soportar el esfuerzo estático no ofrece una buena resistencia a fatiga con lo que aguante un numero de ciclos bajo, solamente unos 1500 ciclos, aunque de debe tener en cuenta que es de la carga máxima y no de la carga nominal con la cual soportaría un mayor número de ciclos.

Una vez calculado con la primera opción, se calculará cual es el resultado si se aumenta el diámetro a 35mm y el material se mantiene como un acero DIN 1.8159.

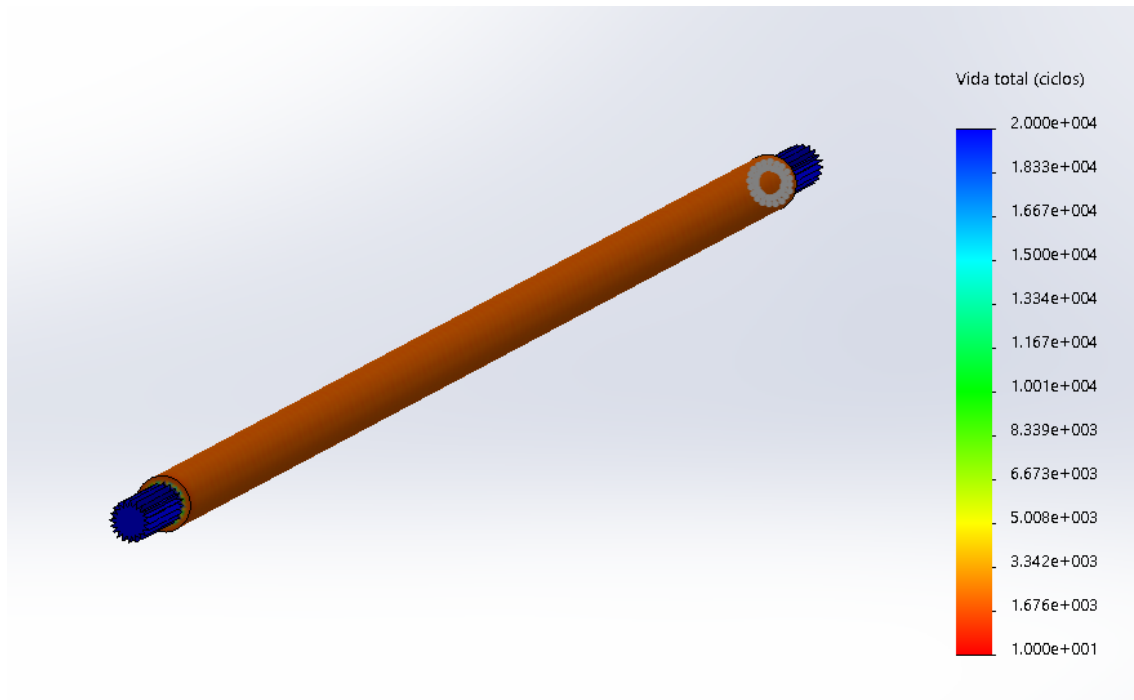


Ilustración 87 Resultado vida a fatiga Acero DIN1.8159. Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Al examinar los resultados, para este segundo caso el número de ciclos que logra alcanzar es de unos 2500 ciclos a carga máxima con lo que en principio presenta un mejor comportamiento a fatiga que el otro material.

Para obtener un resultado más próximo a la realidad se va a realizar otro ensayo de fatiga con la carga nominal del vehículo (540 Kg) y suponiendo que la suspensión se desplaza unos 20mm. Con estos datos se calculará una segunda fatiga.

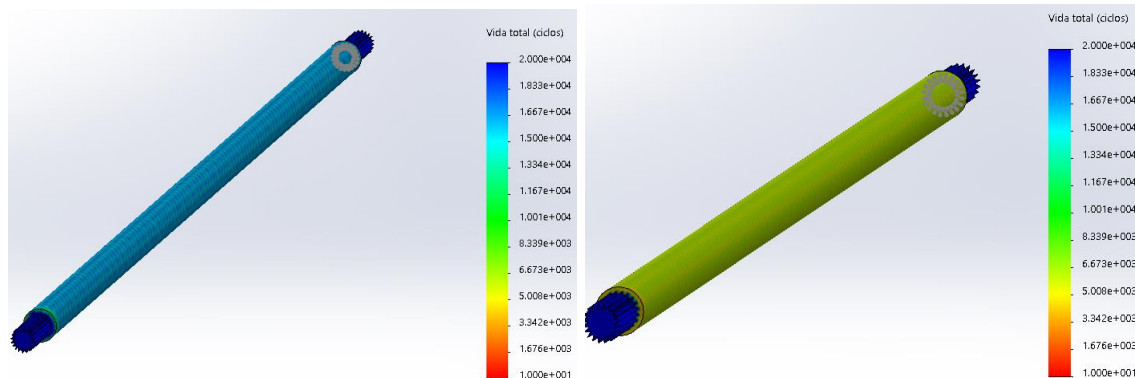


Ilustración 88 Vida a fatiga para carga nominal Fuente Creación propia

Para este segundo caso, la vida de ambos componentes es mayor, lo cual es lógico al estar sometidas a una menor fuerza. En el caso de la pieza realizada en acero DIN 1.8159 la vida es de 16000 ciclos, lo cual sigue siendo un valor bajo, aunque mejor que el que se obtiene con el otro material que es de unos 8000 ciclos.

Tras estos resultados, se puede concluir que para el desarrollo de la barra de torsión son más adecuados materiales como el 51Cr V 4, que se utilizan en muelles y otros elementos sometidos a muchos ciclos de carga, que otros con un mayor límite a fluencia y rotura, pero peores ante grandes ciclos de carga. De este modo se va a calcular como debería ser la barra para funcionar con el acero que mejor se ha comportado.

Para llegar al diámetro necesario para vida infinita, se ha variado el diámetro hasta que la fuerza alterna es inferior al límite de fuerza para 10^6 ciclos, obteniéndose un diámetro de 35 mm. Con estos datos al realizar el ensayo de fatiga se obtiene el siguiente resultado.

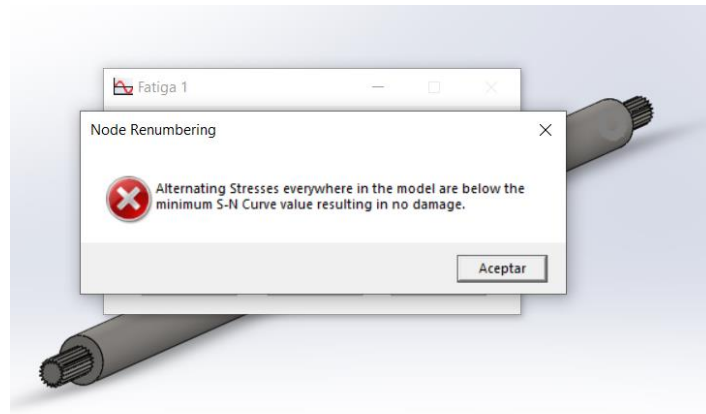


Ilustración 89 Resultado para fatiga con diámetro 35 mm. Fuente. Creación propia

Como mediante la simulación no se obtiene el resultado sino implemente se muestra el mensaje de la ilustración, en el cual se dice que la tensión está por debajo de la curva de fatiga. Por esto se va a realizar los cálculos manualmente para ver si el resultado es correcto.

En primer lugar, se van a calcular los valores de la curva para 10^3 ciclos y para 10^6 ciclos. Para ello es necesario conocer las propiedades del material, para este caso, el límite de rotura es 900 MPa y el límite elástico de 700 MPa. También se conoce el diámetro de la barra que es de 30 mm. Con estos datos se obtienen los coeficientes para obtener los datos deseados.

A continuación, se procede a calcular los coeficientes para obtener los datos finales:

- Mischke: se obtiene el coeficiente $S'_e = 0.504 S_{ut}$ ya que $S_{ut} \leq 1400$ MPa.

$$S'_e = 0.504 \times 900 = 453.6 \text{ MPa}$$

- Factor de superficie K_a :

$$K_a = a(S_{ut})^b$$

$$K_a = 57.7 \times 900^{-0.718} = 0.4365$$

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

- Factor de tamaño K_b , en este caso para torsión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = K_b = \left(\frac{35}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.8414$$

Para este caso al ser el diámetro menor de 51mm y mayor de 2 mm.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

- Factor de carga K_q , en este caso al ser torsión, $K_q=0.577$
- Factor de temperatura K_d , es 1 al trabajar a temperatura ambiente ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- Factor de forma K_e , se considera 1 al no haber en el cilindro entallas, chaveteros u otras variaciones de sección.
- Factor de confiabilidad K_c , en este caso para una confiabilidad del 99% $K_c=0.814$

Una vez se han calculado los coeficientes, en función del esfuerzo al que está sometida la pieza, en este caso torsión, se obtienen los valores de resistencia.

El valor de la tensión límite para 1000 ciclos de torsión alternada es:

$$S_{f10^3} = 0,72 \times S_u \times K_d \times 1/K_{fs}$$

El valor de la tensión límite para 10^6 ciclos de torsión alternada es:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_q \times K_d \times K_e \times K_g \times K_c \times S'_e$$

Sustituyendo los valores de cada coeficiente se obtiene que, para 1000 ciclos, el límite es: **$S_{f10^3} = 648\text{MPa}$**

El valor que se obtiene para un millón (10^6) ciclos es de **$S_e = 78.25\text{ MPa}$**

Con estos dos valores se puede realizar la gráfica de ciclos de vida frente a tensión.

Para saber el comportamiento del sistema se debe calcular la tensión media y la tensión alterna que soporta el sistema.

- $F=kx$ Si la elasticidad es de 37.44 N/mm y el punto medio está a 80mm del punto de máxima extensión, así como se considera el movimiento de $\pm 20\text{mm}$, se obtiene que la fuerza media es de 2995 N y la fuerza alterna de 748 N.
- $\sigma = \frac{32 \times F \times R}{\pi \times d^3}$. Sustituyendo por los valores, se obtiene la tensión media y alterna. **$\sigma_{med} = 213\text{ MPa}$** y la tensión alterna **$\sigma_{alt} = 53\text{ MPa}$** .



Ilustración 90 diagrama de Wöhler. Fuente. Creación propia

Una vez se tiene todo calculado y la gráfica realizada se puede empezar a comprobar si los datos obtenidos en la simulación informática se aproximan a los calculados.

En primer lugar, para calcular la cantidad de ciclos se introduciría la tensión en el diagrama de Wöhler calculado. En este caso en concreto al tratarse de torsión, la tensión media no afecta a la vida. Esto se menciona el Shigley's Mechanical Engineering Design (2006) "cuando los esfuerzos dan lugar a una tensión tangencial media más una alternada, la tensión media no afecta a la resistencia a fatiga."

En este caso al ser la tensión alterna menor que la tensión para 10^6 ciclos, el resultado es que la barra de torsión tendría vida infinita.

Por último, falta por comprobar si cumple las condiciones de fallo o criterios de fallo para sistemas con tensiones fluctuantes.

En un primer momento se va a calcular que soporte el criterio más utilizado como es el de **Goodman**, para lo cual debe cumplir la siguiente expresión:

$$\frac{\sigma_{med}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{alt}}{S_e} = \frac{1}{CS}$$

Para que sea correcto, el coeficiente de seguridad deberá ser mayor que 1, de lo contrario, significa que el sistema fluye o se rompe.

$$\frac{213}{900} + \frac{53}{78.25} = \frac{1}{CS} \rightarrow CS = 1.094 \text{ OK}$$

Como según el criterio de Goodman el sistema no falla, se va a aplicar el criterio más restrictivo para garantizar que no tenga problemas el sistema.

El criterio de fallo a fatiga más restrictivo es el criterio de **Soderberg**.

$$\frac{\sigma_{med}}{S_{yt}} + \frac{\sigma_{alt}}{S_e} = \frac{1}{CS}$$

Para este criterio, al igual que para el criterio anterior, la pieza será adecuada a fatiga si el coeficiente de seguridad que resulte sea mayor que 1.

$$\frac{213}{700} + \frac{53}{78.25} = \frac{1}{CS} \rightarrow CS = 1.019 \text{ OK}$$

En ambos casos, como se aprecia, el resultado es positivo ya que el sistema aguanta a fatiga frente a ambos sistemas, aunque como es lógico el coeficiente de seguridad en el más restrictivo es inferior (1.019) que en el caso más permisivo (1.094). Con todo esto, esta barra de torsión es adecuada desde el punto de vista de resistencia estructural.

Por otro lado, se debe tener en cuenta que, aunque la barra en un principio ya ha sido diseñada para que su diseño y comportamiento sea el deseado, se debe tener en cuenta que se ha modificado el diámetro de la barra. De este modo, el comportamiento deseado se obtiene con una barra de diámetro 25mm y la actual tiene un diámetro de 35mm para que soporte las tensiones, con lo que no tendrá el comportamiento deseado ya que no tendrá la amplitud de recorrido deseado.

Por lo comentado anteriormente, sería conveniente que el diámetro de la barra fuera el determinado al principio de este apartado, para de este modo lograr el comportamiento deseado para la suspensión. De este modo se va a buscar materiales similares al acero DIN 1.8159, pero con mayor límite elástico para que permitan mantener el diámetro inicial de 25mm y la resistencia a fatiga de este último. Esto es debido a que el programa de simulación no dispone de aceros que cumplan estas condiciones.

Tras una búsqueda de materiales empleados en elementos elásticos, se ha llegado a la selección del material más adecuado. Para este caso en concreto, se utilizará un acero 51CrV4 templado, el cual mejora sus propiedades respecto al mismo material sin tratar, el cual es el que se estaba utilizando hasta el momento.

Este material es utilizado para elementos elásticos y presenta una gran resistencia a fluencia, así como un alto límite a tracción. Tal y como se comenta en V, Anil Kumar. (2015). Heat Treatment Studies on 50CrV4 Spring Steel. Materials Science Forum. 830-831. 139. 10.4028/www.scientific.net/MSF.830-831.139.

De este también se extrae la tabla mostrada a continuación sobre los diferentes tratamientos de templado que se le pueden realizar y las propiedades de cada uno de ellos.

Table 3: Mechanical properties achieved with various tempering cycles

Sample	0.2% P.S., MPa	UTS, MPa	% Elongation (40mm G.L)	Hardness, HRC
Tempered at 250°C	1662	1871	2	52
	1665	1871	2	
	1667	1925	2	
Mean	1665	1886	2	
Tempered at 300°C	1626	1775	3	50
	1628	1821	3	
	1613	1834	3	
Mean	1622	1810	3	
Tempered at 370°C	1559	1710	4	49
	1575	1722	4	
	1565	1719	4	
Mean	1566	1717	4	
Tempered at 450°C	1362	1559	8	45
	1388	1502	8	
	1435	1558	10	
Mean	1395	1536	8.6	

Tabla 13 propiedades de 51CrV4 templado Fuente: V, Anil Kumar. (2015)

Con estas propiedades se puede volver a calcular los parámetros de reducción a fatiga para calcular la vida a fatiga y comprobar si el material es adecuado para la pieza de estudio y permite mantener el diámetro inicial de 25mm para la barra de torsión.

En principio se calculará para el material templado a 450°C ya que parece suficientemente resistente para este caso a pesar de ser menos resistente de los presentes en la tabla.

- Mischke: se obtiene el coeficiente $S'_e=700\text{MPa}$ ya que $S_{ut}> 1400\text{MPa}$.

$$S'_e= 700\text{MPa}$$

- Factor de superficie K_a : Se extraen los coeficientes a y b de la tabla del cálculo del factor para el material anterior.

$$K_a= a(S_{ut})^b \quad K_a= 57.7 \times 1536^{-0.718}= 0.2974$$

- Factor de tamaño K_b , en este caso para torsión:

$$K_b=\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = K_b=\left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.8741$$

Para este caso al ser el diámetro menor de 51mm y mayor de 2 mm.

- Factor de carga K_q , en este caso al ser torsión, $K_q=0.577$
- Factor de temperatura K_d , es 1 al trabajar a temperatura ambiente ($<100\text{ }^\circ\text{C}$)

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

- Factor de forma K_e , se considera 1 al no haber en el cilindro entallas, chaveteros u otras variaciones de sección.
- Factor de confiabilidad K_c , en este caso para una confiabilidad del 99%

$$K_c = 0.814$$

Una vez se han calculado los coeficientes, en función del esfuerzo al que está sometida la pieza, en este caso torsión, se obtienen los valores de resistencia.

El valor de la tensión límite para 1000 ciclos de torsión alternada es:

$$S_{f10^3} = 0,72 \times S_u \times K_d \times 1/K_{fs}$$

El valor de la tensión límite para 10^6 ciclos de torsión alternada es:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_q \times K_d \times K_e \times K_g \times K_c \times S'_e$$

Sustituyendo los valores de cada coeficiente se obtiene que, para 1000 ciclos, el límite es: $S_{f10^3} = 1105.92 \text{ MPa}$

El valor que se obtiene para un millón (10^6) ciclos es de $S_e = 95.16 \text{ MPa}$

El siguiente paso por realizar, al igual que para el material analizado anteriormente es calcular las tensiones que sufre el material, para lo cual se seguirá el mismo procedimiento que para el caso anterior. Esto da como resultado una tensión media $\sigma_{med} = 565.73 \text{ MPa}$ y la tensión alterna $\sigma_{alt} = 63.14 \text{ MPa}$.

Como se comprueba, esta vez de nuevo la tensión alterna está por debajo del límite de tensión para 10^6 ciclos, lo cual indica que la vida para el sistema es infinita. Para asegurar que la barra resiste se va a comprobar su resistencia a fatiga aplicando Soderberg al igual que se ha hecho anteriormente.

$$\frac{\sigma_{med}}{S_{yt}} + \frac{\sigma_{alt}}{S_e} = \frac{1}{CS} \text{ sustituyendo por los valores } \frac{565.73}{1395} + \frac{63.14}{95.16} = \frac{1}{CS}$$

Esto da un coeficiente de seguridad de 1.06 lo que indica que no rompe ni fluye.

Tras todo este apartado se concluye que las barras de torsión serán de diámetro **25mm** y estarán fabricadas en acero 1.8159 templado, también conocido como **51CrV4 templado a 450°C**. Con todo esto se logra que además de la resistencia mecánica necesaria para aguantar a fatiga, se obtiene el diámetro adecuado para lograr que pueda girar 15° a cada lado de la posición de partida logrando un movimiento vertical de 180mm, tal y como se había calculado en un principio.

3.2.2. Cálculos del elemento amortiguador.

Una vez se tiene calculado el elemento elástico de la suspensión, se va a calcular el elemento amortiguador, el cual en este caso va a consistir en un amortiguador telescópico. Este amortiguador se unirá por un extremo al brazo de suspensión mediante un tornillo y por el otro extremo se unirá al subchasis anclado con otro tornillo a un soporte y al soporte que une el subchasis al vehículo por su parte trasera.

En un primer punto se va a calcular la constante de amortiguación que debe tener el amortiguador (c).

Para ello se comienza por conocer la constante de elasticidad del muelle y el peso del vehículo. Una vez se tiene eso, basta con conocer las ecuaciones que se muestran a continuación para obtener el amortiguamiento crítico y de este se obtiene el amortiguamiento del vehículo.

Como la constante elástica es conocida ya que se ha calculado en el apartado anterior, se sabe que su valor es de 37440N/m, si el muelle estaría colocado en la vertical del neumático.

Por otro lado, el peso también es conocido, 1350 kg de masa total en marcha del vehículo. Como solo se desea calcular la parte trasera del vehículo se toma el peso que se carga sobre el eje trasero, el cual es de 540Kg. Para obtener el peso por rueda basta con dividir el peso que soporta el eje trasero entre las dos ruedas que lo componen quedando 270 kg por rueda.

En cuanto al amortiguador, se empieza por calcular el amortiguamiento crítico, el cual es el amortiguamiento mínimo que permite que un sistema, que haya sufrido un desplazamiento, pueda volver a su estado inicial sin oscilación.

$$C_{critica} = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{k m}$$

Si se sustituyen los valores en la ecuación se obtiene el amortiguamiento critico:

$$C_{critica} = 2 \times 270 \sqrt{\frac{37440}{270}} = 6358.868$$

Una vez se tiene el amortiguamiento crítico, se puede calcular el amortiguamiento del vehículo, ya que este suele ser del 25% del valor del amortiguamiento crítico, como se explica en "Ingeniería del automóvil" de pablo Luque (2004).

$$C = 0.25 C_{critica} = 0.25 \times 2\sqrt{k m}$$

$$C = 0.25 \times 6358.868 = 1589.717$$

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Como se tiene calculado el amortiguamiento y la constante de elasticidad, se puede calcular las frecuencias naturales del sistema amortiguado.

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{C}{2m}\right)^2}$$

Si en esta ecuación se introducen los valores calculados anteriormente se obtiene que la frecuencia natural del sistema amortiguado es:

$$\omega_n = 1.81 \text{ Hz}$$

El resultado es que la frecuencia esta próxima a 1 como suele suceder en los automóviles modernos.

3.2.3. Cálculos de la barra estabilizadora.

En este apartado se va a calcular la barra estabilizadora que necesitaría el vehículo, así como las diferentes opciones que existan para cumplir la función anti-balanceo del vehículo.

La barra estabilizadora es un elemento que, añadido a la suspensión, evita el balanceo excesivo de la carrocería al unir mediante una barra ambos lados de la suspensión, de forma que comunica los movimientos de un lado al otro. De esta forma, ante inclinaciones de la carrocería, tiende a empujar el lado exterior del eje hacia abajo, al igual que tiende a tirar hacia arriba al lado interno, ya que este es el movimiento que realiza el otro lado.

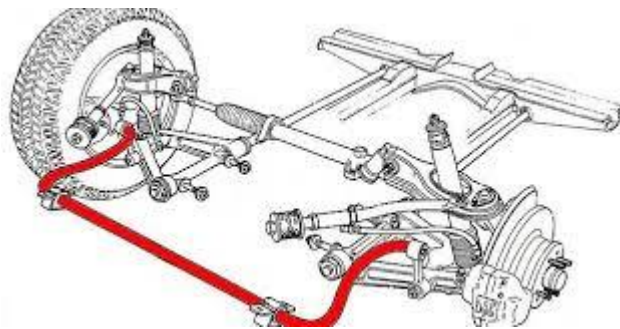
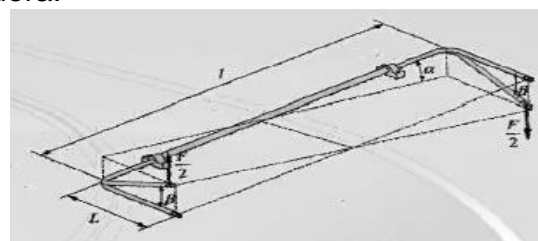


Ilustración 91 Barra estabilizadora. Fuente. Desguaceslacabaña.com

Para el cálculo de esta se necesitan las siguientes ecuaciones, en las cuales se relaciona el movimiento de la carrocería y los brazos, así como el momento que produce la barra estabilizadora.

$$\beta = \frac{l \times \alpha}{2L} \quad N_t = \frac{G \times I_0 \times l}{L^2} \alpha$$



Con estas expresiones pasamos a calcular la barra estabilizadora para el diseño realizado.

Para el diseño de la barra estabilizadora se va a calcular dos casos. El primero de ellos supondrá que la barra se ancla al brazo trasero, mientras que el segundo caso supondrá que se ancla al brazo principal.

Unión a brazo trasero

$$L=300\text{mm}$$

$$l=814\text{mm}$$

$$G=79000\text{N/mm}^2$$

$$I_0=1/2 (r_1^4-r_2^4)$$

El primer paso es calcular el ángulo α para poderlo utilizar en la segunda ecuación. Para ello se supondrá que una rueda esta comprimida al máximo ($\beta = 0.27$). Introduciendo estos datos en la primera ecuación se obtiene:

$$0.27 = \frac{814 \times \alpha}{2 \times 300} \Rightarrow \alpha = 0.199 \text{ rad}$$

Ahora ya se puede realizar la segunda ecuación al contar con todos los datos necesarios. Suponiendo que el diámetro de la barra es de 19mm, el cual es un valor común para barras estabilizadoras del eje trasero y suponiendo que esta es hueca con un agujero interior de 10mm.

$$N_t = \frac{79000 \times (9.5^4 - 5^4) \times 814}{2 \times 300^2} 0.199 = 534.63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para obtener la fuerza basta con dividir entre la distancia a la que actúa.

$$F=534.65 / 0.3= 1782.166 \text{ N}$$

Esta fuerza es la que se pasa del lado exterior al interior para tratar de evitar el balanceo.

Unión a brazo principal

Si se realizan estos mismos cálculos, pero para el caso de que la barra estabilizadora estuviera anclada al brazo principal se partiría de los siguientes datos

$$L=300\text{mm}$$

$$l=970\text{mm}$$

$$G=79000\text{N/mm}$$

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

$$I_0 = 1/2(r_1^4 - r_2^4)$$

$$\alpha = 0.199 \text{ rad (es la misma al ser el mismo vehículo)}$$

Con todos estos datos se realiza el mismo calculo que en el apartado anterior. Para este caso se supone que la barra es del mismo diámetro que para el apartado anterior (19mm)

$$N_t = \frac{79000 \times (9.5^4 - 5^4) \times 970}{2 \times 300^2} 0.199 = 637.09 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Una vez se tiene el par que soporta la barra se puede calcular la fuerza que ejerce sobre la suspensión.

$$F = 637.06 / 0.3 = 2123.633 \text{ N}$$

Como se puede ver, en el caso de la barra estabilizadora unida al brazo principal la fuerza que ejerce es mayor que la aplicada sobre el brazo trasero, de este modo, de las dos propuestas calculadas la propuesta que tiene un mayor efecto estabilizante es esta última.

Con el cálculo de la barra estabilizadora se puede ver como esta ayuda a la estabilización del vehículo ya que logra transferir parte de la carga de la rueda externa a la interna, logrando que el vehículo vire más plano.

Por otro lado, se aprecia que esta barra reduce el balanceo pero no puede mitigarlo ya que para ello sería necesario una barra excesivamente gruesa, que lograra pasar la carga externa al lado interno, pero al ser de gran sección tendría un gran efecto negativo ya que las ruedas del mismo eje tendrían una gran dependencia entre sí, lo que perjudicaría gravemente al confort al comportarse como un eje rígido impidiendo el movimiento de una rueda independientemente de lo que realice la otra rueda.

Para solventar este problema planteado, se necesita la incorporación de un sistema activo que varíe la respuesta del sistema de estabilizadoras, de forma que, si el vehículo circula en línea recta o en giro, pero sin inclinación de la carrocería la estabilizadora no actúe, o su interferencia con el movimiento libre de las ruedas sea mínimo, para garantizar que no transmite movimientos de una rueda a otro, permitiendo así el máximo confort. En el caso de que la carrocería comience a inclinarse, el sistema entra en acción y evita que siga inclinándose o puede incluso eliminar el balanceo por completo.

Actualmente en el mercado existen varios sistemas para controlar el balanceo de forma activa, la mayoría de ellos son utilizados en superdeportivos con un precio muy elevado, con lo cual estos sistemas se descartan ya que no encaja con la filosofía de la suspensión en diseño, la cual está enfocada a vehículos de tipo turismo, tamaño compacto y precio medio. Por esto, para este sistema de suspensión, se deben aplicar otros sistemas anti-balanceo más económicos.

De entre los sistemas anti-balanceo, los utilizados más ampliamente, o en modelos de coste más contenido se pueden destacar dos sistemas que se podrían implantar al vehículo.

En un primer lugar se encuentra el sistema anti-balanceo denominado estabilización del balanceo con control electromecánico. Este sistema consta de una barra estabilizadora a la cual se encuentra dividida en dos mitades. Cada una de estas mitades de la barra estabilizadora se encuentra acoplada a un actuador electromecánico en un extremo, de forma que se opone al balanceo de la carrocería al ejercer un momento de sentido contrario sobre la barra estabilizadora.

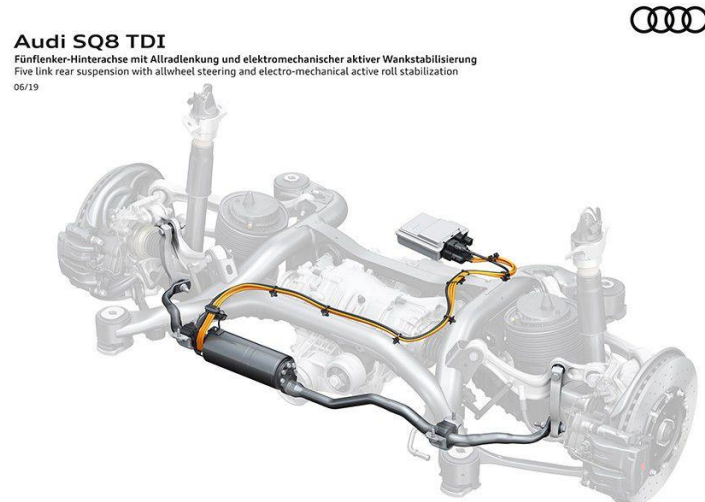


Ilustración 92 Estabilizadora con control electromecánico. Fuente: Audi.es

Todo el sistema es controlado por un módulo electrónico que es el encargado de medir la inclinación de la carrocería y mandar las ordenes al conjunto electromecánico para compensar el balanceo.

Este sistema anti-balanceo es utilizado por vehículos del grupo Volkswagen. Como por ejemplo algunos Audi, Lamborghini o el Volkswagen Touareg.

El segundo sistema consiste en unos pistones hidráulicos que sustituyen a las bieletas de la estabilizadora. Las bieletas de la estabilizadora son las piezas que unen la barra estabilizadora a los brazos o a una parte de la suspensión y le transmiten los movimientos de esta.

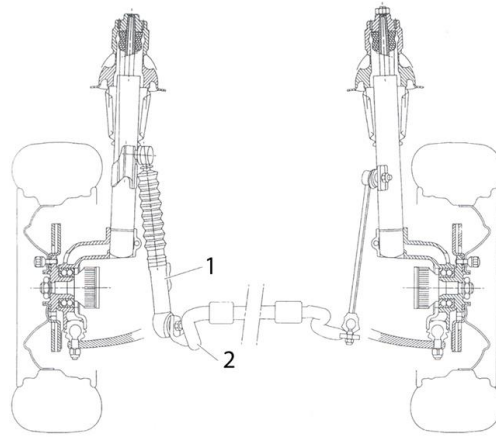


Ilustración 93 Sistema estabilización Activa. Fuente: Citroenet.org.uk

Al sustituir estas piezas rígidas por unos pistones se logra que el comportamiento de la barra estabilizadora se pueda variar en función de lo que se desee, ya que mientras en curvas se puede evitar el balanceo inyectando fluido en los pistones o bloqueándolos, cuando no se necesita la acción de la barra estabilizadora se puede permitir el libre movimiento de estos pistones permitiendo el libre movimiento del fluido.

Este sistema fue desarrollado por Citroën y es utilizado en el Citroën Xantia.

Estos sistemas también tienen sus inconvenientes. El sistema estabilizador electromecánico, necesita incorporar sobre la barra estabilizadora, en este caso sobre sus dos mitades, dos motores eléctricos y una unidad de control, aunque el mayor inconveniente no es el espacio que necesitan, que no es muy elevado, sino que para su funcionamiento se necesita una instalación eléctrica a 48 V, la cual actualmente no está muy extendida entre los vehículos compactos y sería un gran inconveniente. El sistema de estabilización Activa mediante pistones hidráulicos, por su parte, necesita una bomba que presurice la instalación hidráulica, un depósito para el fluido y una esfera presurizada para permitir el libre movimiento del pistón. Esto necesita cierto espacio, pero el más fácil de instalar que el otro sistema, ya que todos esos componentes se pueden colocar en la parte trasera del vehículo sin gran complejidad y sin restar un gran espacio ni necesidad de grandes modificaciones.

Tras todo este apartado se puede concluir que el eje trasero contara con barra estabilizadora. En las versiones más económicas, la barra estabilizadora será una barra de acero que una las dos ruedas traseras, al ir anclada a los dos brazos principales evitando así una inclinación excesiva del vehículo. Por otro lado, en las versiones más prestacionales o en las aquellas que se desee una mejor dinámica o mayor confort, a costa de un precio mayor incorporar un sistema anti-balanceo de los mencionados. En función del vehículo, coste y características uno u otro sistema según convenga. En estos últimos sistemas, se incorporarían en ambos ejes delantero y trasero para que la mejora de la dinámica fuera más notable y mejorara el comportamiento general. Además, en

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

el caso de utilizar un sistema hidráulico, la suspensión trasera podría adaptarse sin esfuerzo para poder utilizar un sistema de suspensión hidroneumático permitiendo aumentar el confort y agrado del vehículo, ya que bastaría con eliminar la barra de torsión y sustituir los amortiguadores por los pistones hidráulicos necesarios.

Como conclusión sobre el sistema de suspensión y barra estabilizadora se puede decir que simplemente se ha elaborado un sistema que cumpla las condiciones para el vehículo, pudiéndose modificar para cambiar las características de suspensión para modificar el comportamiento del vehículo en función de lo que se desee para cada vehículo, ya sea un mayor confort o una mejora en la dinámica.

3.3. Ensayos de resistencia a la suspensión

En este apartado se va a someter a todo el sistema a diferentes esfuerzos para comprobar la resistencia del sistema y comprobar si esta correctamente dimensionado, si se necesita modificar alguna parte critica o mejorar su resistencia y prolongar su vida.

Para comprobar la resistencia y adecuación del sistema a los esfuerzos que debe soportar se comenzara del ensayo más simple y menos exigente y se ira aplicando mayores cargas para comprobar que las resiste, así como también se probaran diferentes materiales y se seleccionaran componentes.

Para realizar todos los ensayos se utilizará el método de elemento finitos, por el cual mediante software de simulación se obtienen los resultados de las tensiones que soporta la pieza de ensayo. En este caso se utilizará Solidworks ya que es un programa que sirve para diseñar piezas en 3D y realizar todas las partes necesarias para su estudio desde obtener los planos de las piezas hasta realizar componentes con las diferentes piezas, así como realizar diferentes tipos de ensayos para ver el comportamiento de los componentes como por ejemplo análisis por elementos finitos.

Para simplificar el modelo, se tomará solo el modelo con las piezas que se desean calcular, sin incluir los componentes que se adquieren a proveedores y terceros como el buje de las ruedas, las llantas, neumáticos y demás componentes que no entran en el diseño.

Para el cálculo se supone todos estos componentes rígidos y se introduce la fuerza que actúa sobre la mangueta directamente.

3.3.1. Ensayo del sistema sometido a masa máxima sobre el eje trasero 1.

Este primer ensayo consiste en aplicar sobre el conjunto del eje trasero la masa máxima que debe soportar que, para este caso, será la masa máxima autorizada de un vehículo compacto, tal y como se ha tratado en puntos anteriores en los cuales se ha dimensionado componentes para la suspensión.

Para esto se va a colocar una carga de 890kg sobre el eje trasero, ya que es la máxima que puede llevar según ficha. Con esto se obtiene que la reacción del suelo sobre cada rueda será de la mitad de la carga, 445 kg cada rueda, la cual multiplicada por la gravedad, 10 m/s^2 para tener números más sencillos, así como maximizar la carga para tener mayor seguridad de cara a la resistencia. Con todo esto cada rueda soportara una fuerza de 4450 N.

Una vez se tiene la fuerza que actúa sobre el sistema, se debe conocer las sujeciones del sistema, en este caso serán los soportes del subchasis los

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

cuales se unen a la estructura del vehículo mediante silentblocks para minimizar vibraciones y aumentar el confort de marcha.

Por otra parte, como el sistema que se va a analizar está compuesto por varias piezas independientes se deben introducir las conexiones que hay entre las diferentes partes para que el sistema pueda calcular correctamente. También es importante indicarle el material del que es cada componente, para este caso, se ha introducido como material un acero 1.7225 (42CrMo4)

Una vez introducida toda la información que el sistema necesita se puede ejecutar el estudio y se obtienen los resultados.

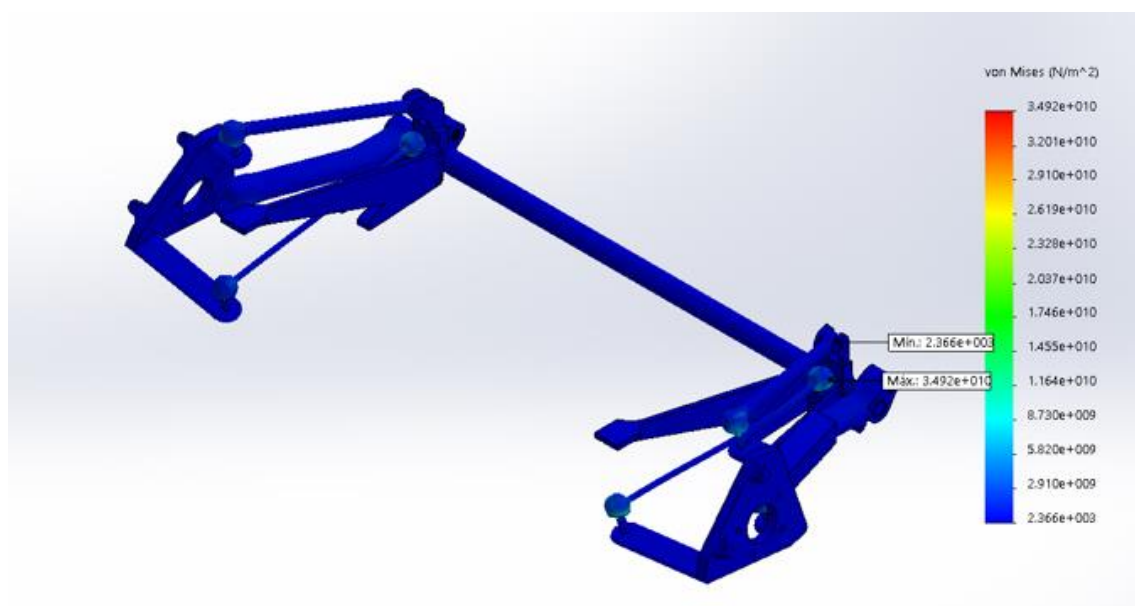


Ilustración 94 resultado de tensiones al aplicar carga estática. Fuente. Creación propia

Como se puede ver en el resultado del estudio, a pesar de que la mayoría del modelo no está muy cargado, hay ciertas partes del modelo que están sometidos a tensiones excesivas como las uniones entre diferentes piezas como se ve en la siguiente foto del detalle.

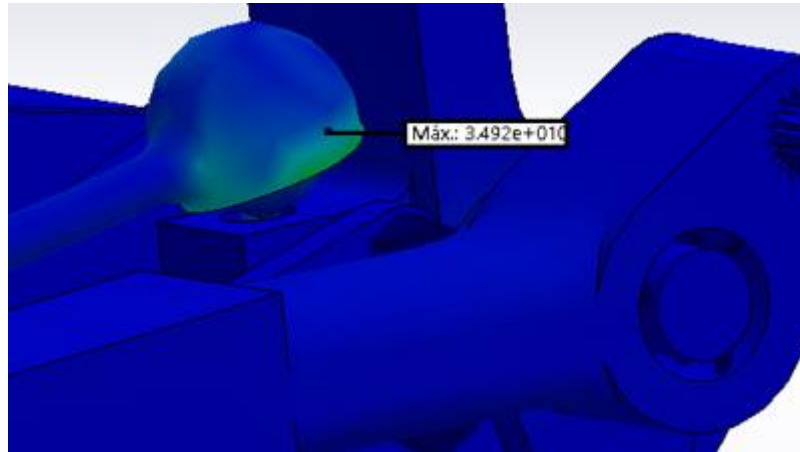


Ilustración 95 Detalle de tensiones en uniones. Fuente: Creación propia

Así al ver que la tensión en ciertas partes es alta, se va a comparar con la tensión máxima que soporta el material, que para este material el límite elástico es de 750 MPa y el límite a rotura de 1000MPa. A pesar de que son cifras altas la tensión que tiene el modelo es mayor con lo que se debe modificar las piezas o el material para que el modelo resista.

Al verse que el en primer ensayo se producen problemas, el resto de los ensayos se realizan para comprobar que no es una situación excepcional y que en el resto también rompe, con lo que se decide a cambiar el diseño de las piezas con el fin de aumentar la resistencia a esfuerzos del sistema tratando de realizar un diseño más adecuado.

3.3.2. Ensayo del sistema sometido a masa máxima sobre el eje trasero 2.

Tras un primer análisis y un diseño fallidos se va a comentar a continuación las modificaciones realizadas para este segundo ensayo.

Para comenzar se han cambiado todos los brazos del sistema.

El brazo principal al soportar bastante bien todas las fuerzas a las que se somete el sistema no se han variado sus dimensiones externas.

Simplemente se ha modificado pasando de ser un brazo macizo a ser una pieza con huecos para aligerar el peso y un diseño más elaborado con forma de H y refuerzos, con el fin de que resista mejor los esfuerzos y no sea tan pesado

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

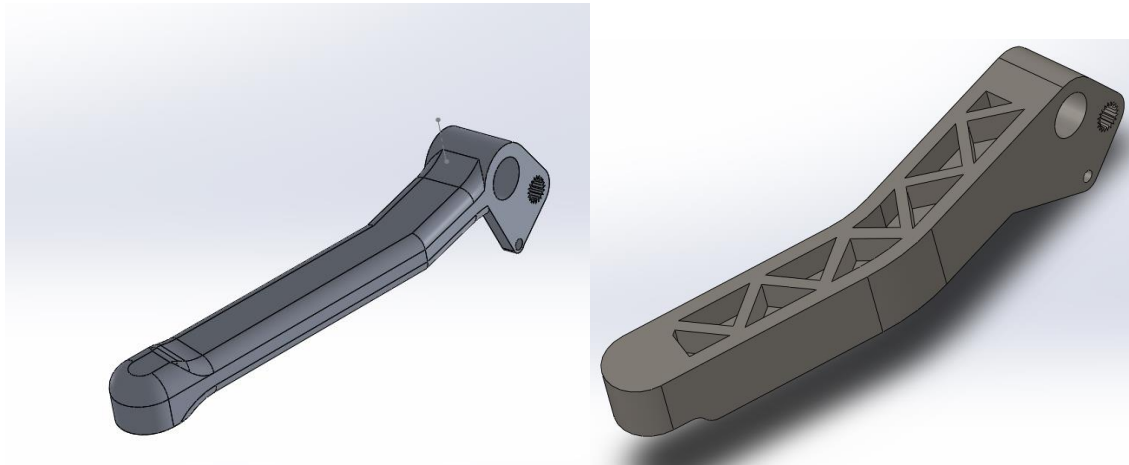


Ilustración 96 Modificación realizada en brazo principal Fuente: Creación propia

En los dos brazos secundarios los cambios realizados son mayores.

El brazo superior se ha modificado en gran medida ya que ante esfuerzos laterales mostraba un mal comportamiento y unas tensiones elevadas. Para ello se ha realizado un brazo con la misma longitud y sobre los mismos anclajes, pero con una geometría similar a la del brazo principal con un perfil en U con refuerzos triangulares en su interior.

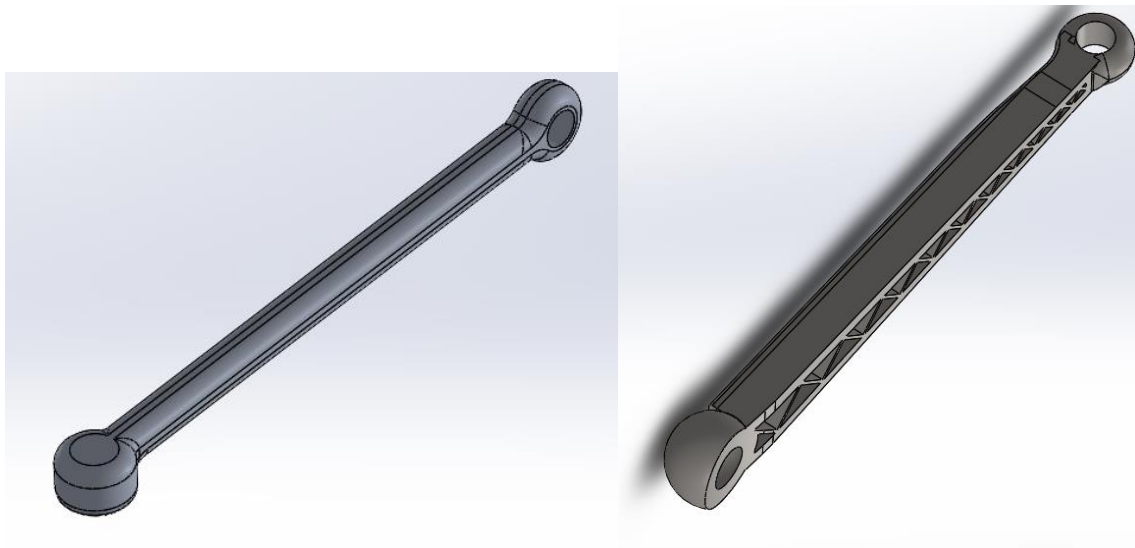


Ilustración 97 Modificaciones en brazo superior. Fuente: Creación propia

Como se aprecia en la ilustración el brazo a ganado tamaño, pasando de ser muy esbelto a tener una mayor sección, logrando con ello soportar mejor los esfuerzos.

Por último, el brazo trasero también ha sufrido modificaciones, pasando de ser un simple tirante encargado de mantener la convergencia de las ruedas a ganar importancia ya que así se interpretaba de los estudios de carga en los cuales debía soportar ciertos esfuerzos.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

De este modo el brazo trasero ha pasado a tener una geometría similar a la del brazo superior. Ha dejado de ser una vara larga y de reducido diámetro a tener una sección con forma de U y refuerzos triangulares, al igual que sucede con los otros brazos, para de esta forma sin aumentar en gran medida el peso aumentar su resistencia.

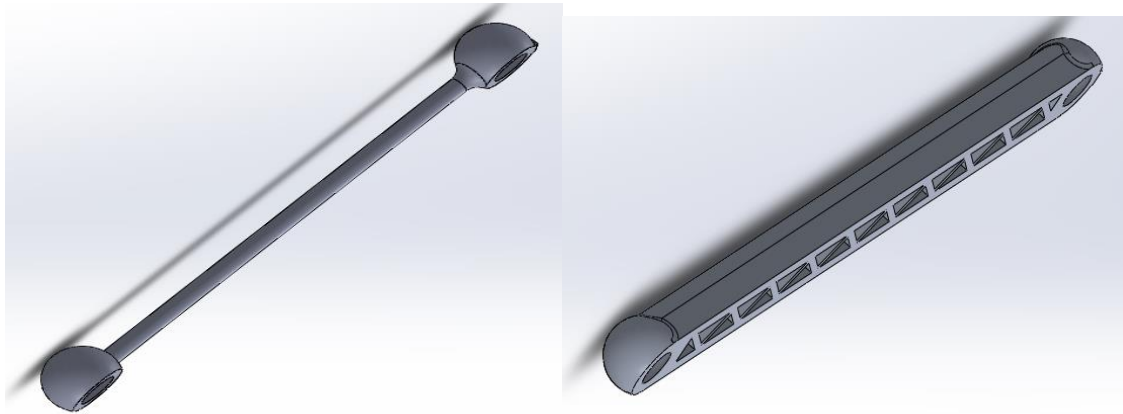


Ilustración 98 Modificaciones en brazo trasero. Fuente: Creación propia

Como se aprecia, al igual que ha sucedido con el brazo superior esta pieza ha aumentado sus medidas de anchura, al pasar de contar con una sección muy reducida a una superior que resiste mejor los esfuerzos, sobre todo los laterales y longitudinales.

También se puede mencionar que otros componentes han sufrido modificaciones menores para soportar mejor los esfuerzos. Por ejemplo, en las manguetas se ha introducido un redondeo entre la parte principal y las zonas de anclaje de los brazos. Por otra parte, las piezas de unión entre componentes se han modificado y solo se utilizan para simular el componente que lo sustituye, que será una rotula esférica de carga que se dimensionará posteriormente.

Una vez realizados todos estos cambios se puede ejecutar de nuevo el estudio de carga para comprobar cuál es el nuevo comportamiento del sistema.

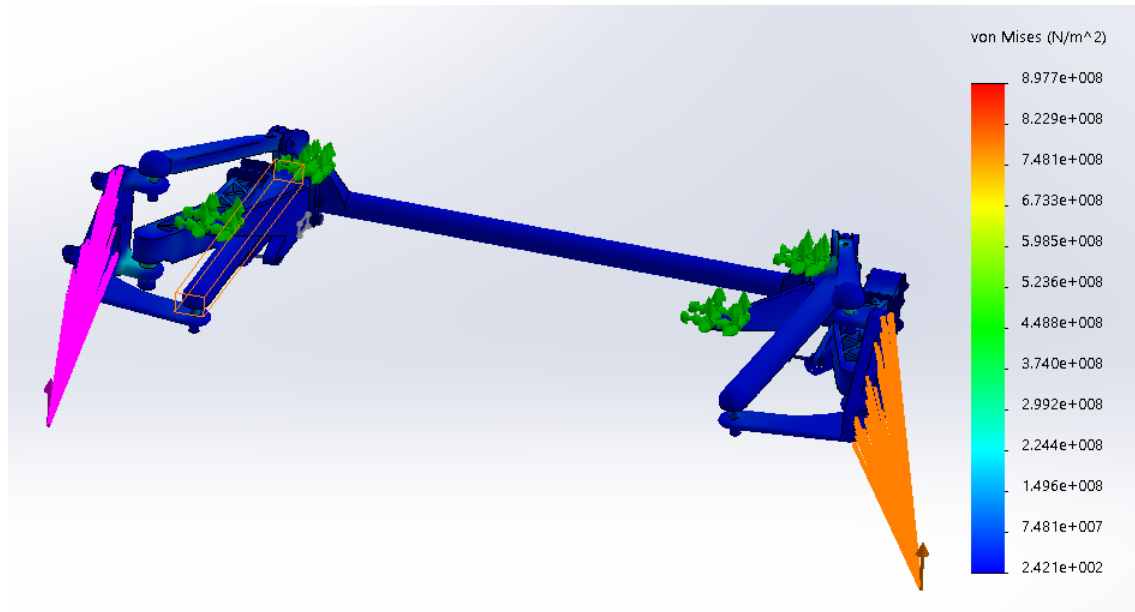


Ilustración 99 Resultado ensayo carga máxima estática 2. Fuente: creación propia

Al observar los resultados de tensiones que se obtienen al realizar este ensayo, se comprueba que las tensiones se han reducido como se observa en la leyenda.

Las nuevas tensiones máximas se han desplazado debido al rediseño realizado al conjunto. De este modo, las tensiones máximas, que se aprecian con colores verdes en la imagen, están en aquellos lugares donde hay cambios de secciones y esquinas muy pronunciadas, lo cual es lógico ya que en esos lugares existe concentración de tensiones debido a su geometría.

Por otro lado, se ha modificado el material por un acero de mejores prestaciones. El nuevo material utilizado es acero 1.6580 (30CrNiMo8) presenta un límite elástico superior de 1050MPa y un límite a rotura de 1250MPa. Debido a esto también se logra una mejora en la resistencia a los esfuerzos.

En este ensayo las fuerzas introducidas son las mismas que en el ensayo 1 pero para mayor simplicidad, en lugar de introducirse las cargas calculadas sobre la mangueta, lo cual implica, además de trasladarla fuerza calcular el momento que se produce debido a esta se introduce una carga desplazada, lo cual permite introducir una fuerza a una distancia de un componente y unirlos rígidamente.

A continuación, se muestra cómo se distribuye el factor de seguridad para el modelo.

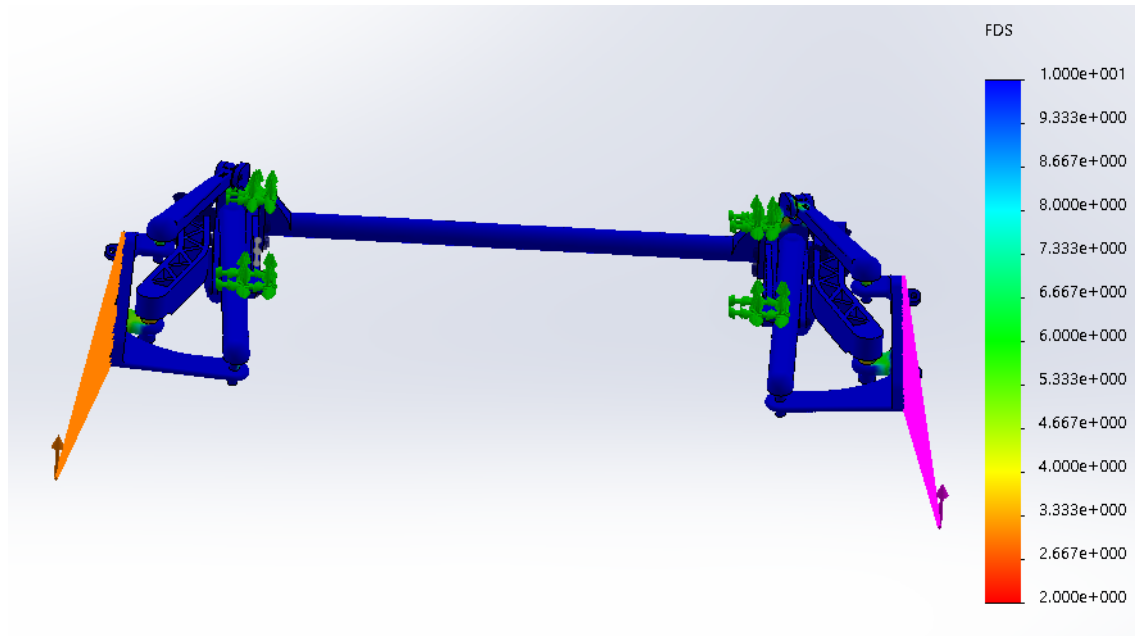


Ilustración 100 Factor de seguridad carga máxima estática. Fuente: Creación propia

En la ilustración superior que muestra la distribución del factor de seguridad se puede observar como en la mayoría del sistema el coeficiente de seguridad es superior a 10, mientras que, en las partes más cargadas y comprometidas, tal y como se ha comentado antes, el coeficiente es menor al tener mayores tensiones, esto es así en los anclajes de la mangueta y en las uniones de la mangueta a los brazos, que son piezas sometidas a grandes esfuerzos.

Como conclusión sobre este ensayo, cabe destacar que los resultados obtenidos son satisfactorios, con lo que se da el modelo por válido y se procede con este modelo a realizarle los ensayos siguientes.

3.3.3. Ensayo del sistema sometido a las fuerzas de un giro con carga máxima.

En este apartado se va a estudiar el comportamiento del sistema sometido a las fuerzas de un giro con el vehículo a carga máxima. Para esto, se parte de la masa utilizada en el apartado anterior, la cual es la máxima que puede cargarse sobre el tren trasero (890kg) y sobre este se estudiara lo que sucede al tomar un giro, sometiendo al vehículo a una situación extrema.

Para el giro, se ha tomado una aceleración lateral de 6m/s^2 . La elección de esta aceleración ha sido debido a lo que se explica en Manual de la técnica del automóvil de Robert Bosch GmbH (2003) “La zona de aceleración transversal por encima de 6 m/s^2 se alcanza solo en situaciones extremas”. Además, se debe tener en cuenta que el vehículo está cargado, con lo que su límite de aceleración en la práctica sería inferior, con lo que las cargas a soportar serían inferiores.

Una vez se tienen los datos y se han determinado las condiciones que se desean, se puede calcular las fuerzas a las que se verá sometido el sistema.

Como es conocido, al tomar una curva cualquier vehículo se inclina hacia el exterior de la curva, esto es debido a que se ejerce una fuerza hacia el exterior de la curva sobre el centro de gravedad del vehículo, lo que produce una transferencia de carga del lado interior al exterior, cargando más peso sobre la suspensión exterior.

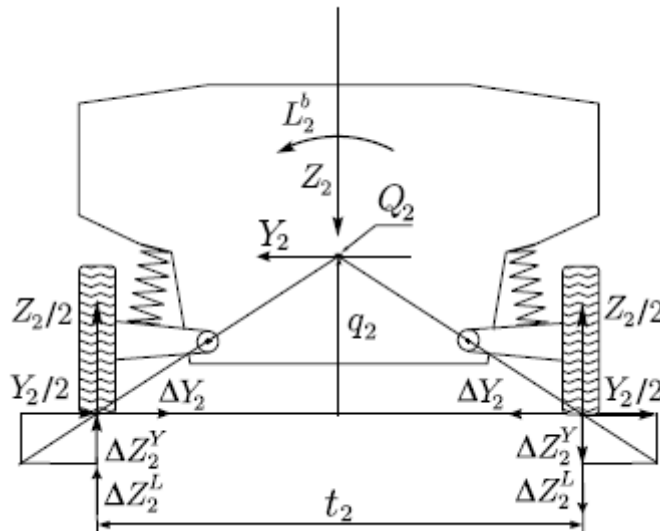


Ilustración 101 Fuerzas en curva. Fuente: The science of vehicle dynamics, Massimo Guiggiani

Para calcular todas las fuerzas se utilizará el libro The science of vehicle dynamics de Massimo Guiggiani, en el cual se explica el cálculo para todas las fuerzas.

El primer paso es calcular la fuerza lateral (Y) que actúa en el centro de gravedad.

$$F_y = m \times a_y \quad \text{Sustituyendo los valores} \quad \mathbf{F_y = 1750Kg \times 6 m/s^2 = 10680 N}$$

Esta fuerza lateral es compensada por la fuerza lateral que realizan los neumáticos, logrando que el vehículo siga la trayectoria deseada.

Una vez se tiene la fuerza se necesita conocer las distancias y diferentes cotas del vehículo para poder realizar los siguientes cálculos. Todas las cotas se muestran en la siguiente imagen.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

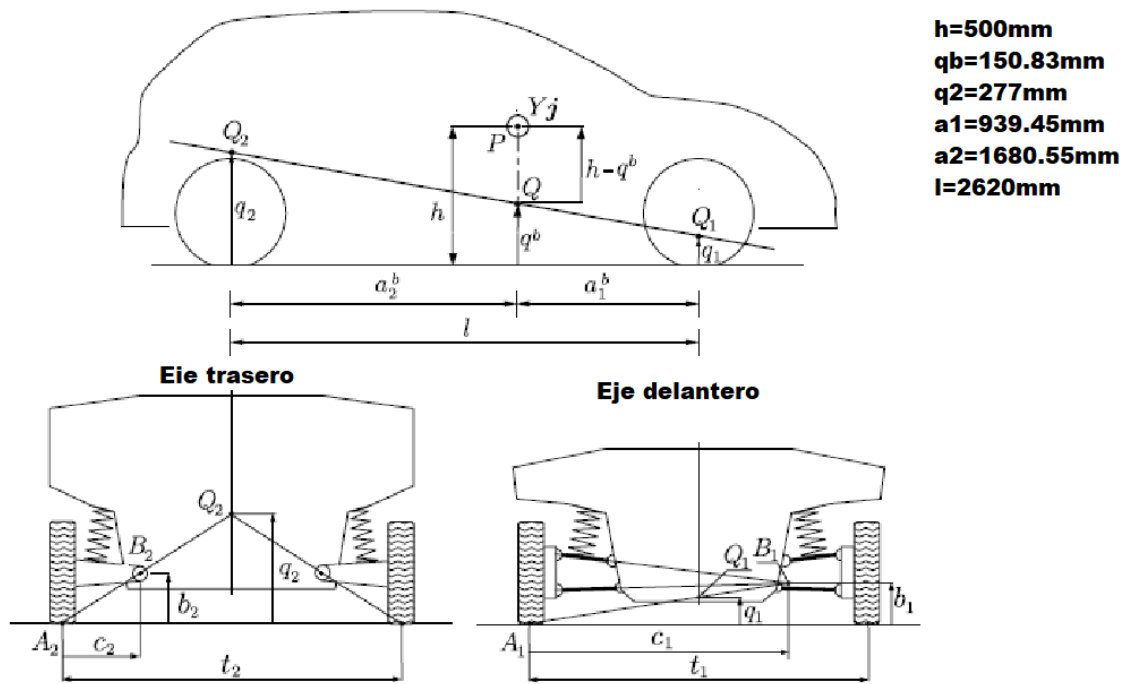


Ilustración 102 Cotas del vehículo y nomenclatura. Fuente: *The science of vehicle dynamics*, Massimo Guiggianni

Con todas las medidas necesarias ya se puede proceder a los siguientes cálculos.

Reparto de fuerza lateral por ejes

$$Fy_1 = \frac{Fy \times a_2^b}{l} \quad Fy_2 = \frac{Fy \times a_1^b}{l}$$

Con estas expresiones se obtiene la fuerza lateral que soporta cada eje (Fy_1 para el eje delantero, Fy_2 para el eje trasero.)

$$Fy_1 = \frac{10680 \times 1680.55}{2620} = 6850.486 \text{ N} \quad Fy_2 = \frac{10680 \times 939.45}{2620} = \mathbf{3829.514 \text{ N}}$$

Ahora se pasa al cálculo de transferencia de masas del lado interior al exterior, para lo cual se utiliza la siguiente formula.

$$\Delta Z_1 = \frac{1}{t_1} \left[\frac{k_{\phi_1}}{k_{\phi}} Y (h - q^b) + Y_1 q_1 + \frac{k_{\phi_1} k_{\phi_2}}{k_{\phi}} \left(\frac{Y_2 q_2}{k_{\phi_2}^p} - \frac{Y_1 q_1}{k_{\phi_1}^p} \right) \right]$$

$$\Delta Z_2 = \frac{1}{t_2} \left[\frac{k_{\phi_2}}{k_{\phi}} Y (h - q^b) + Y_2 q_2 + \frac{k_{\phi_1} k_{\phi_2}}{k_{\phi}} \left(\frac{Y_1 q_1}{k_{\phi_1}^p} - \frac{Y_2 q_2}{k_{\phi_2}^p} \right) \right]$$

Estas ecuaciones se pueden simplificar ligeramente si se considera que los neumáticos son rígidos. Esto se puede suponer para vehículos de calle, no así para vehículos de fórmula 1 ya que no es seguro suponer que los neumáticos son rígidos para este caso.

$$\Delta Z_i t_i = \frac{k_{\phi_i}}{k_{\phi}} Y(h - q^b) + Y_i q_i = k_{\phi_i} \phi + Y_i q_i$$

Para poder utilizar esta ecuación se deben calcular primero las rigideces a balanceo de ambos ejes, el resto de los parámetros son conocidos.

Para calcular la rigidez a balanceo de los ejes se utiliza la siguiente expresión, en la cual se supone que una suspensión independiente se asemeja a una suspensión de eje rígido, en el cual los elementos elásticos están colocados en los extremos.

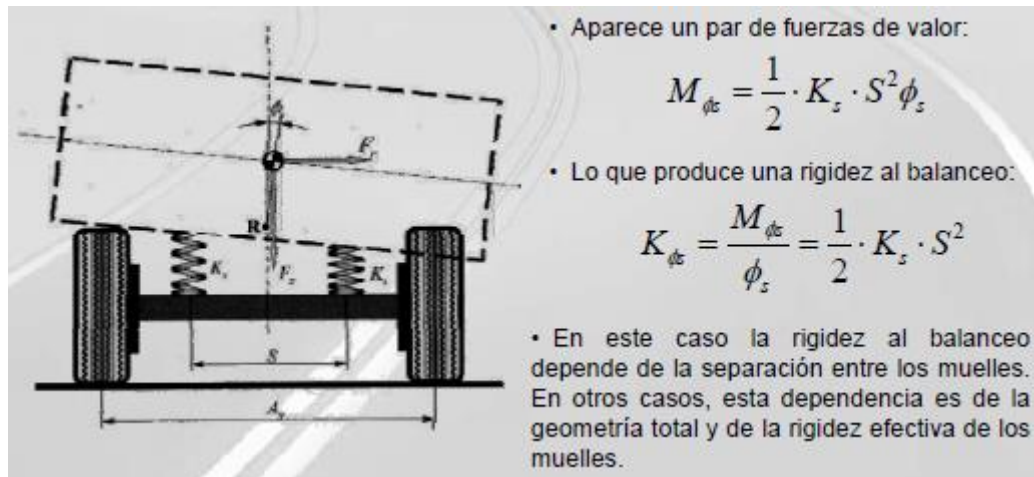


Ilustración 103 Rigidez al balanceo Fuente: Ingeniería del automóvil Pablo Luque.

Con esto se calculan las rigideces del sistema, tanto la delantera y la trasera como la total, la cual sea la suma de ambas.

$$K_{\phi s2} = \frac{1}{2} (37440 \times 2) \times 1553 = \mathbf{84240 N \cdot m}$$

Esto es para el eje trasero. Como también se necesita la rigidez a balanceo del eje delantero, se va a realizar una aproximación para obtener la rigidez de la suspensión delantera y de ella obtener los datos necesarios.

Para comenzar se va a suponer que con el peso normal la parte delantera se comporta igual que la trasera y se comprime 80mm. También se va a suponer que la vía es igual de ancha, aunque por norma general la vía delantera es más ancha que la trasera. Sabiendo que la masa es 1370 kg de los cuales 540 van al eje trasero.

$$F = K \times x \rightarrow (1370 - 540) \times 10 = k \times 80 \rightarrow \mathbf{k1 = 102750 N/m}$$

$$K_{\phi s1} = \frac{1}{2} 102750 \times 1553 = \mathbf{117140.14 N \cdot m}$$

Una vez se tienen las rigideces y sabiendo que la rigidez al balanceo total es la suma de la de ambos ejes, se realiza la sustitución en la ecuación principal para calcular la transferencia de masas.

$$K_{\varphi s} = K_{\varphi s1} + K_{\varphi s2} = 201380 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta z_2 \times 1553 = \frac{84240}{201380} \times 10680 \times (0.5 - 0.15083) + 3829.514 \times 0.277$$

$$\Delta z_2 \times 1553 = 2621.26 \rightarrow \Delta z_2 = \frac{2621.26}{1553} = 1687.87 \text{ N}$$

Una vez se sabe cuál es la masa que se pasa en el eje trasero de la parte interior a la exterior se puede saber la fuerza de reacción vertical que hay en cada rueda trasera.

$$Z_{\text{ext}} = 4450 + 1687.87 = 6137.87 \text{ N}$$

$$Z_{\text{int}} = 4450 - 1687.87 = 2762.13 \text{ N}$$

Una vez calculadas las reacciones verticales que soporta el tren trasero se pasa al cálculo de las reacciones horizontales que compensan la fuerza hacia el exterior del centro de masas.

La fuerza que deben compensar ya ha sido calculada y tiene un valor de 3829.514 N para el eje trasero.

Por otro lado, la fuerza máxima que pueden realizar las ruedas depende del coeficiente de rozamiento de estas con el suelo, que para un asfalto seco se puede tomar 0.8.

$F = \mu \times N$ siendo n la fuerza vertical que soporta la rueda. De este modo la fuerza máxima que puede realizar cada rueda será la siguiente.

$$Y_{\text{ext}} = 0.8 \times 6137.87 = 4910.296 \text{ N}$$

$$Y_{\text{int}} = 0.8 \times 2762.13 = 2209.704 \text{ N}$$

Si se suman ambas fuerzas el resultado es mayor a la fuerza que se necesita, con lo que se va a distribuir la fuerza que deben realizar proporcionalmente a la máxima que pueden realizar.

$$Y_{\text{ext}} = 4910.296 \times 3829.514 / 7120 = 2641.02 \text{ N}$$

$$Y_{\text{int}} = 2209.704 \times 3829.514 / 7120 = 1188.492 \text{ N}$$

Una vez están las fuerzas calculadas se introducen en el programa y se obtienen los resultados.

En estos se observa que las partes más sometidas son prácticamente las mismas que en el ensayo anterior. Las rotulas que unen los brazos están muy solicitadas, así como la parte de la mangueta a la que se unen y el brazo trasero también presentan tensiones superiores al resto del sistema como se ve en la imagen mostrada a continuación.

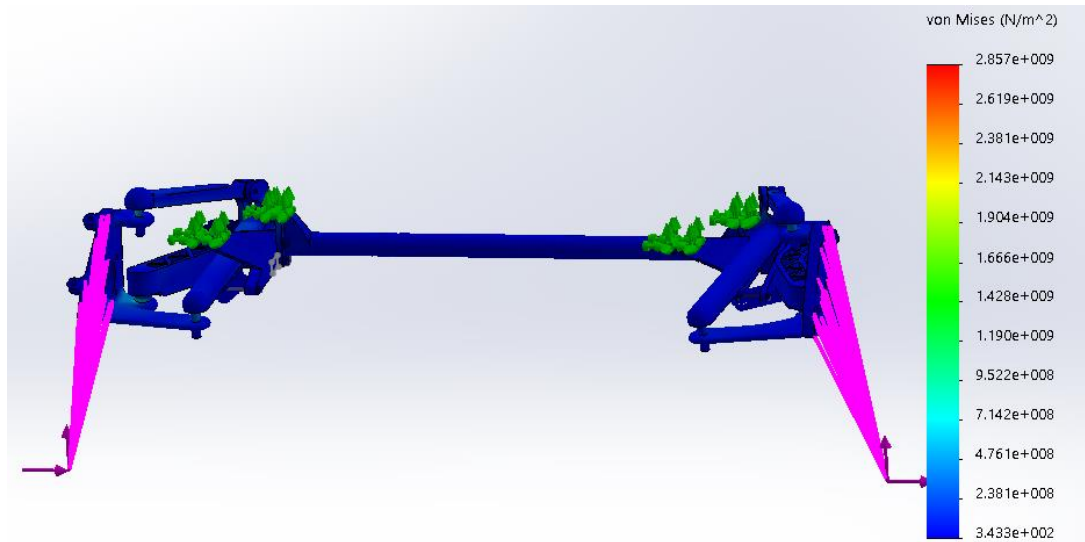


Ilustración 104 tensiones ensayo giro. Fuente: Creación propia

Si se muestra el factor de seguridad se aprecia que todas las partes resisten y refuerza el comentario realizado sobre la imagen de las tensiones, en la que se aprecia las zonas que más sufren.

A pesar de los esfuerzos el material, acero 1.6580 soporta los esfuerzos y en ciertas piezas se podría modificar ya que no soportan una tensión excesiva.

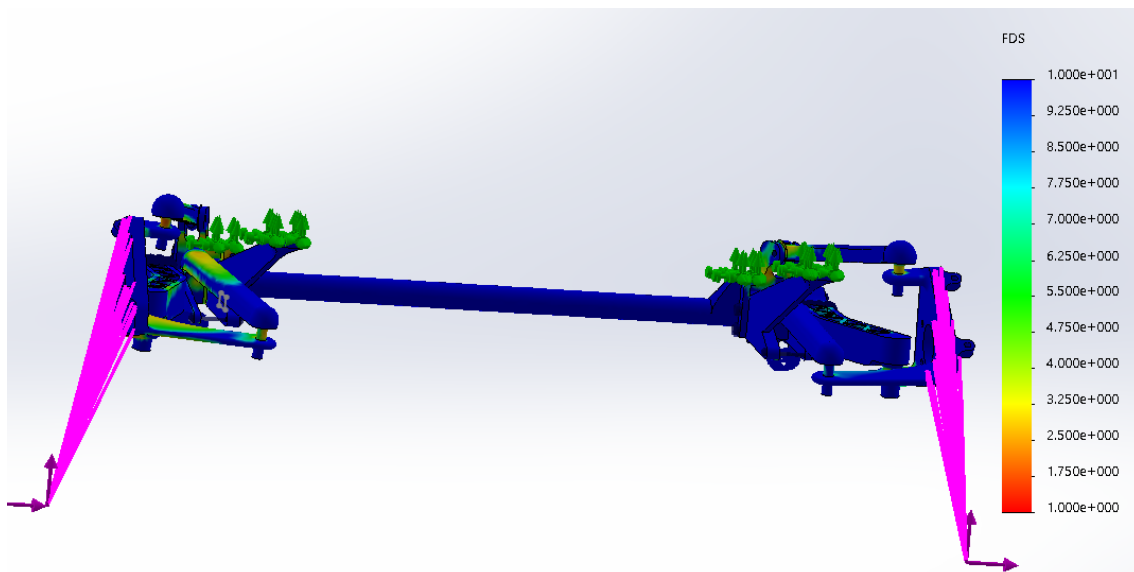


Ilustración 105 factor de seguridad ensayo de giro. Fuente: Creación propia

Tras este ensayo se puede concluir que el material utilizado es suficientemente resistente y el modelo con el diseño actual es adecuado para soportar los esfuerzos. Se puede comentar que ciertas partes como son los apoyos traseros del subchasis podrían realizarse en materiales más livianos ya que resisten holgadamente los esfuerzos.

3.3.4. Ensayo de sistema sometido a masa máxima y frenado.

En este punto se simulará el comportamiento de la suspensión si esta es sometida a la masa máxima permitida sobre el eje trasero (890kg) y el vehículo realiza una frenada de emergencia.

El primer paso es calcular cual es la fuerza máxima que el eje trasero realiza durante la frenada. Para calcular la fuerza que realiza cada rueda trasera es necesario saber algún dato sobre la distancia que recorre el vehículo para detenerse desde una velocidad. En este caso concreto, la distancia para detenerse desde 120Km/h hasta cero es de 53 metros.

El primer paso es pasar la velocidad a metros por segundo

$$120 \frac{km}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times \frac{1000m}{1km} = 33.33m/s$$

Ahora para calcular la aceleración se utilizan las diferentes expresiones que existen para la velocidad y la aceleración.

$$x = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2 \quad v = v_0 + a t$$

Si se introducen los datos que se tienen en la primera ecuación se obtiene el tiempo que se necesita para parar que es de 3.186s. Si este se introduce en la segunda se obtiene la deceleración.

$$-33.33 = a t \rightarrow a = \frac{-33.33}{3.186} \rightarrow a = -10.33 \text{ m/s}^2$$

Una vez se conoce la deceleración, se puede conocer la transferencia de peso entre el eje delantero y el trasero que se produce debido a la deceleración.

$$\Delta Z = -\frac{m \times h}{l} \times a$$

Como todos los valores son conocidos basta con sustituir por los valores para obtener la transferencia de peso.

$$\Delta Z = -\frac{1780 \times 0.5}{2.620} \times (-10.33) = 3553.206N$$

Conocida la transferencia se obtiene la reacción vertical del suelo contra las ruedas para el eje trasero que es el que interesa para el ensayo.

$$Z_2 = 8900 - 3553.206 = 5346.794N \rightarrow Z_{int} = Z_{ext} = \frac{5346.794}{2} = 2673.397N$$

Una vez conocida la fuerza vertical, al igual que para calcular la fuerza transversal, la máxima fuerza que puede realizar de frenado es el peso que soporta cada rueda por el coeficiente de rozamiento.

$$X_2 = \mu \times N \rightarrow X_2 = 0.8 \times 5346.794 = 4277.435N \rightarrow X_{2int} = X_{2ext} = \frac{4277.435}{2} \\ = 2138.7175N$$

Ahora que ya se tienen todas las fuerzas que actúan calculadas se puede realizar el ensayo y comprobar cuál es el comportamiento del sistema ante el frenado. Cabe mencionar que, para este ensayo, y visto que en los anteriores ya sucedía, se ha decidido modificar el material de ciertas partes ya que no todo el conjunto soporta las mismas tensiones. De este modo los anclajes posteriores del subchasis y los brazos principales se han realizado en aluminio 7075, el resto de los componentes se ha mantenido con el material anterior.

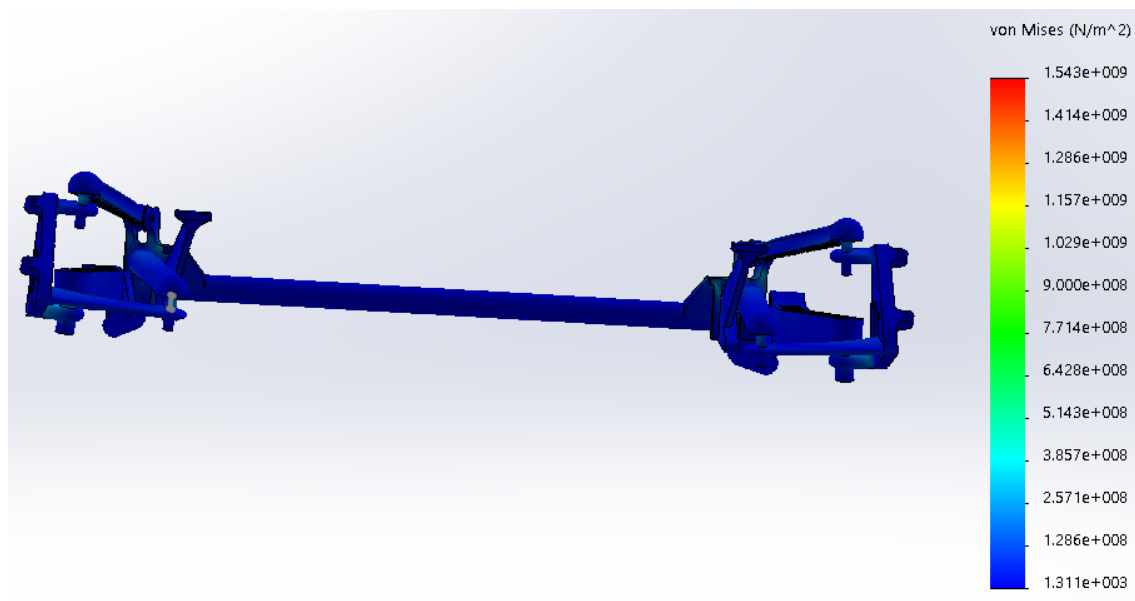


Ilustración 106 Resultado de tensiones para estudio de frenado. Fuente: Creación propia

De este estudio se puede comentar que las fuerzas que se producen son elevadas a pesar de que en un principio podría parecer que no serían importantes ya que al frenar se descarga parte del peso del eje trasero.

Las partes más cargadas son los anclajes de la mangueta y los anclajes de los brazos en el chasis. Por otro lado, los brazos no parecen cargarse mucho.

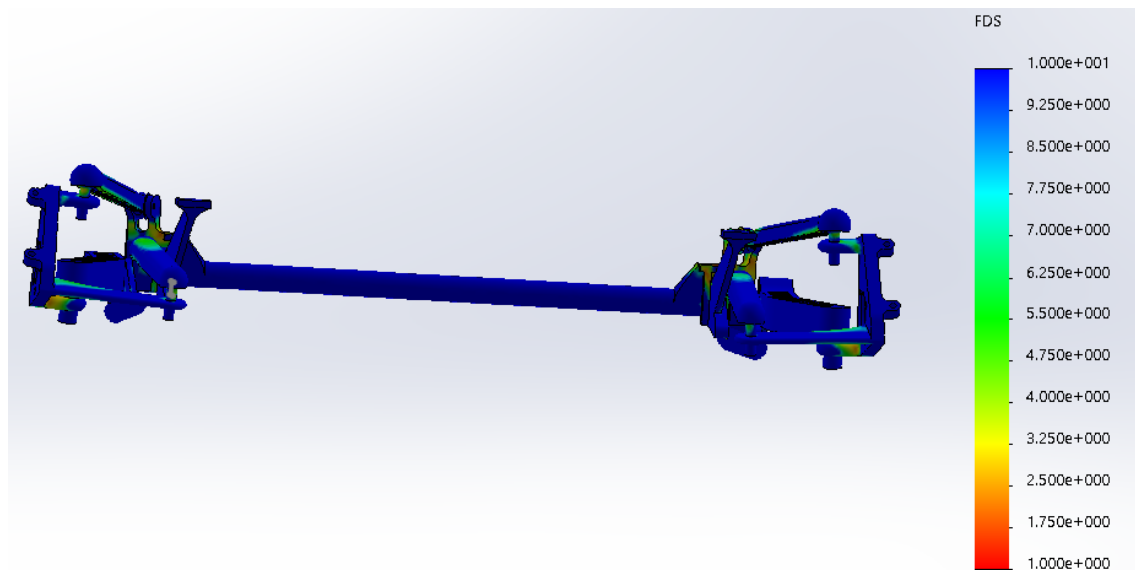


Ilustración 107 Trazado del factor de seguridad para ensayo de frenado. Fuente: Creación propia

En el factor de seguridad se confirma lo comentado para las tensiones, sin embargo, en este se aprecia que tanto los bazos traseros como los brazos superiores si se enfrentan a ciertos esfuerzos, lo cual es lógico ya que el sistema tiende a estirarse, justificación que también sirve para las rotulas y los anclajes, tanto del subchasis como de la mangueta. A pesar de los esfuerzos, el coeficiente de seguridad en la pieza es superior a 2 en la mayoría de los componentes y en el resto aun es superior con lo que este esfuerzo no compromete la resistencia de la suspensión.

3.3.5. Ensayo de sistema sometido a masa máxima, frenado y giro

Tras la realización de los ensayos anteriores y comprobar que los resultados han sido satisfactorios se va a realizar un ensayo más duro, en el cual se sumaran las circunstancias de los casos anteriores. Para este ensayo el sistema además de soportar su masa máxima permitida se someterá al frenado del apartado anterior y además se sumará un giro a los cálculos.

Para comenzar se partirá por la fuerza vertical que debe soportar la rueda.

Como el sistema está frenando, sobre el tren trasero solo se apoya la carga calculada en el estudio de frenado, la cual es la total menos la transferida por la frenada.

$$Z_2 = 8900 - \Delta Z = 8900 - 3553.206 = 5346.794N \text{ total}$$

Esto se divide entre ambas ruedas traseras, y a su vez se debe tener en cuenta la transferencia de pesos de 1687.87N debido al giro. Con todo esto las cargas quedan como se muestra a continuación.

$$Z_{2ext} = \frac{5346.794}{2} + 1687.87 = 4361.267N$$

$$Z_{2int} = \frac{5346.794}{2} - 1687.87 = 985.527N$$

En cuanto a las fuerzas transversales y longitudinales, el resultado es el mismo que en los estudios anteriores solo que las ruedas interna y externa no soportan la misma fuerza.

$$X_{int}=0.8 \times 985.527 = 788.422 \text{ N}$$

$$X_{ext}=0.8 \times 4361.267=3489.013 \text{ N}$$

Para que sea correcto la suma de estos debe ser igual a la fuerza de frenado (4277.435 N)

$$X=788.422 + 3489.013 = 4277.435 \text{ N OK}$$

Ahora solo falta por calcular la fuerza transversal que se calculara del mismo modo.

$$Y_{int}=0.8 \times 985.527 = 788.422 \text{ N}$$

$$Y_{ext}=0.8 \times 4361.267=3489.013 \text{ N}$$

Como son superiores a la que deben soportar (3829.514N) se reducirán en proporción a la fuerza dando como resultado

$$Y_{int}=705.860 \text{ N}$$

$$Y_{ext}=3123.654 \text{ N}$$

Estos al ser sumados como es lógico igualan la fuerza lateral ejercida. Una vez están los esfuerzos calculados se introducen en la simulación y se obtienen los resultados para esta prueba.

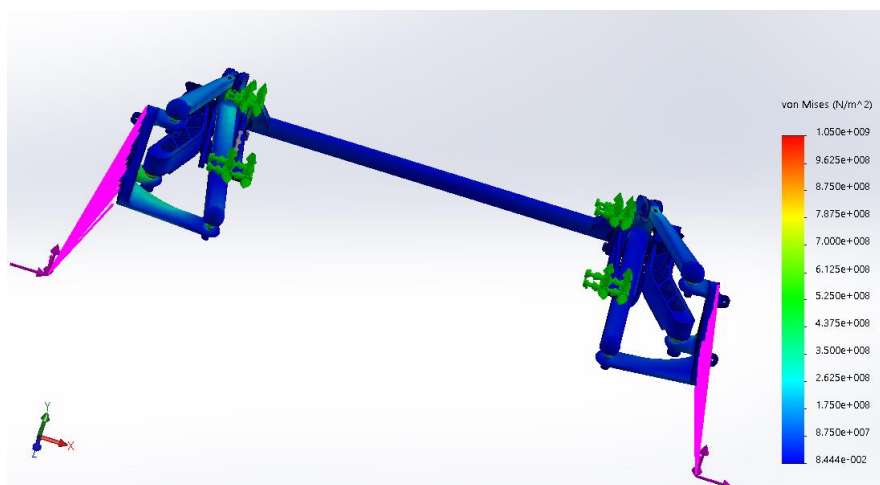


Ilustración 108 Resultados de tensiones para freno y giro. Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Al analizar los resultados se puede comprobar como las tensiones alcanzadas en el ensayo son más elevadas que en los ensayos anteriores.

Para este ensayo se han utilizado componentes de diferentes materiales al igual que en el anterior. Esto es debido a que hay componentes poco solicitados, a excepción de los brazos que como se aprecia soportan mucha tensión, que es lógico ya que deben evitar que la mangueta se desplace debido a las fuerzas transversales, longitudinales y verticales, que en este caso son elevadas, especialmente en la parte derecha que soporta mayores esfuerzos a quedar en la parte exterior.

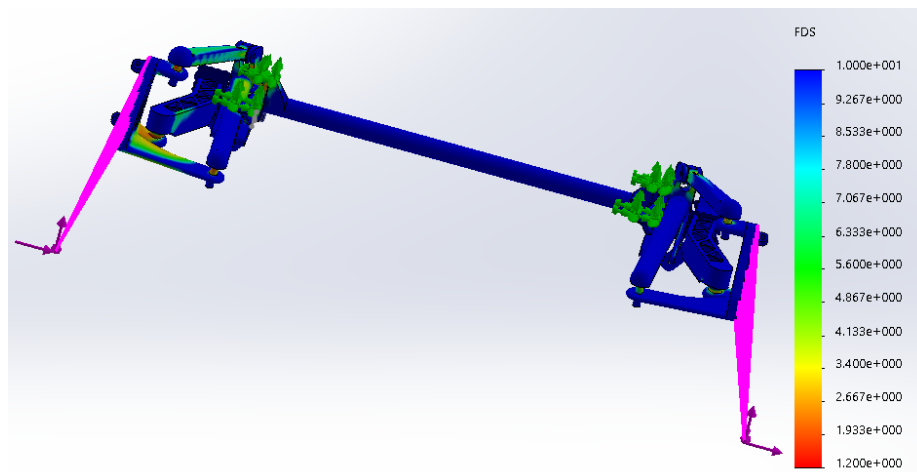


Ilustración 109 Factor de seguridad para el ensayo de frenado y giro. Fuente: Creación propia

En la ilustración que muestra el factor de seguridad se aprecia que la mangueta está muy cargada especialmente en sus anclajes y donde se producen cambio de sección bruscos. También se aprecia como el brazo superior y el trasero están cargados y soportan un esfuerzo flector elevado. Por último, hay que comentar que las rotulas soportan una gran carga, como sucede en todos los ensayos.

3.3.6. Ensayo de sistema sometido a masa máxima, aceleración y giro

Tras comprobar que en el ensayo anterior las cargas que soportan los componentes son elevadas, ha parecido conveniente realizar un ensayo en el supuesto de que el vehículo en lugar de frenar acelera durante la curva, ya que como debido a la aceleración se transfiere mayores cargas a la parte trasera del vehículo, esta se verá sometida al menos a una mayor fuerza vertical y, por lo tanto, podría sufrir mayores tensiones en sus componentes. A continuación, se procede al cálculo de las fuerzas que actúan.

Para comenzar, se necesita calcular la aceleración máxima del vehículo, para al igual que se ha realizado anteriormente con el frenado, poder calcular la transferencia de pesos.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

La aceleración de este vehículo se obtiene al igual que el frenado, de datos del vehículo facilitados por el fabricante, como es su aceleración hasta 100 km/h, para lo cual tarde 9.9s. para calcular la aceleración se aplican los siguientes cálculos.

$$V = v_0 + at \rightarrow a = \frac{v - v_0}{t} = \frac{100/3.6}{9.9} = \mathbf{2.80m/s^2}$$

Una vez se conoce la aceleración se calcula cual es la transferencia de peso debido a esta aceleración.

$$\Delta Z = -\frac{1780 \times 0.5}{2.620} \times (2.80) = \mathbf{951.145N}$$

$$Z_2 = 8900 + \Delta Z = 8900 + 951.145 = 9851.145N \text{ total}$$

Esta fuerza trasera se distribuye entre ambas ruedas, pero de forma desigual al haber una transferencia de carga de 1687.87N debido al giro que se realiza.

$$Z_{2ext} = \frac{9851.145}{2} + 1687.87 = \mathbf{6613.441N}$$

$$Z_{2int} = \frac{9851.145}{2} - 1687.87 = \mathbf{3237.71N}$$

Una vez se han calculado las fuerzas verticales se puede calcular las fuerzas transversales máximas que puede realizar el sistema.

$$Y_{int} = 0.8 \times 3237.701 = 2590.16 \text{ N}$$

$$Y_{ext} = 0.8 \times 6613.441 = 5290.75 \text{ N}$$

Como son superiores a la que deben soportar (3829.514N) se reducirán en proporción a la fuerza dando como resultado

$$\mathbf{Y_{int}=547.073N}$$

$$\mathbf{Y_{ext}=3285.441 \text{ N}}$$

En este ensayo, al no haber frenado sino aceleración, no existe una fuerza longitudinal para las ruedas traseras ya que se está calculando sobre un vehículo de tracción a las ruedas anteriores, con lo que las ruedas traseras son llevadas sin realizar estas la fuerza de impulsión. Por lo tanto, se procede a realizar el ensayo.

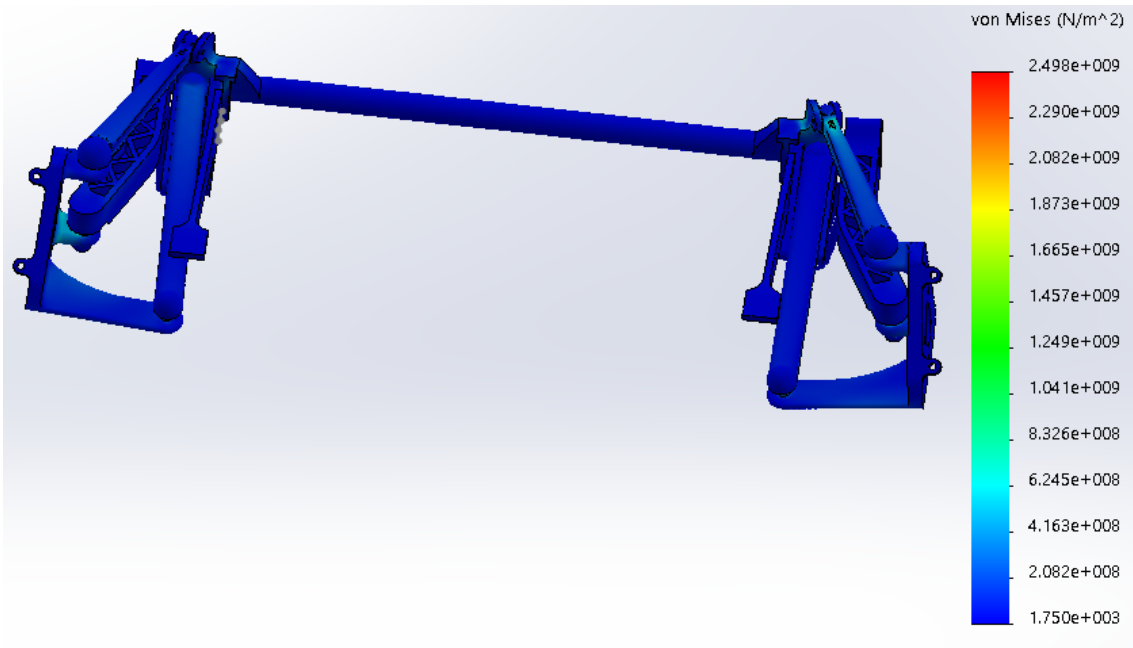


Ilustración 110 Ensayo de aceleración y giro. Fuente: Creación propia

En la ilustración de las tensiones que soporta el sistema, se puede comprobar como los brazos trasero y superior soportan la mayoría de la fuerza, aunque debido a que no es igual en ambos lados en un lado está más cargado el brazo trasero, lo cual puede deberse a la mayor carga transversal, mientras que en el lado interno está más cargado el brazo superior, esto puede ser debido a la fuerza que tira hacia afuera, realizando un momento que debe ser controlado por el brazo superior. En cuanto a las manguetas, sucede igual que en otros casos, los anclajes son su parte más solicitada. En cuanto a las rotulas, también soportan grandes esfuerzos.

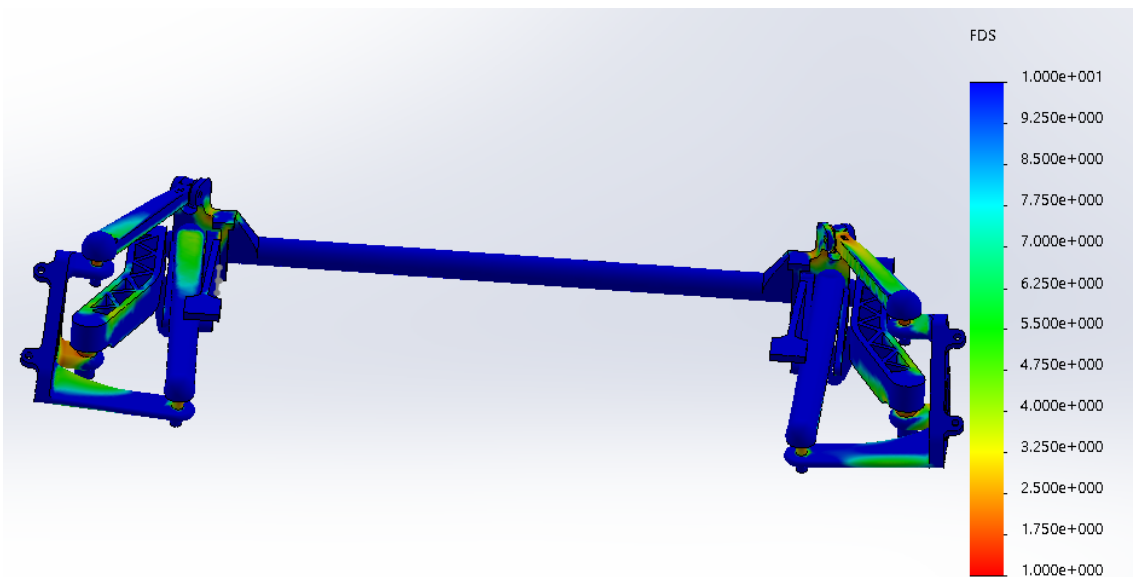


Ilustración 111 factor de seguridad para aceleración y giro. Fuente: Creación propia.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

En cuanto al factor de seguridad, se aprecia como el brazo más solicitado es el brazo superior del lado interno, esto es debido a que trabaja a flexión y compresión por las fuerzas que actúan sobre este lado, tal y como se ha comentado para las tensiones. El resto del sistema soporta los esfuerzos con un buen comportamiento al presentar un gran factor de seguridad. En cuanto al punto más crítico, este es claramente las rotulas, estas están muy solicitadas. Debido a esto y a que en todos parecen un punto crítico, en vez de diseñarse, se ha decidido comprar este elemento a un proveedor externo para asegurar su resistencia, así como un bajo coste en caso de necesitar ser sustituido.

3.3.7. Ensayo de fatiga del sistema sometido a masa máxima, aceleración y giro

Tras realizar los diferentes ensayos simulando diferentes situaciones para el vehículo, se puede comentar que la situación más extrema la sufre en la combinación del giro y aceleración. De este modo, se va a someter al sistema a fatiga para el supuesto de aceleración y giro. El análisis a fatiga tiene en cuenta los valores introducidos para un ensayo estático, en este caso el ensayo estático de las fuerzas que actúan al acelerar y girar bajo las condiciones descritas para el ensayo anterior. Sobre este para realizar el análisis a fatiga deja seleccionar diferentes opciones de lo que se desea hacer con las cargas.

Dentro de las diferentes opciones y debido a que no se posee experiencia en la realización de ensayos a fatiga, en un primer momento se ha seleccionado la opción LR=-1, obteniendo los siguientes resultados

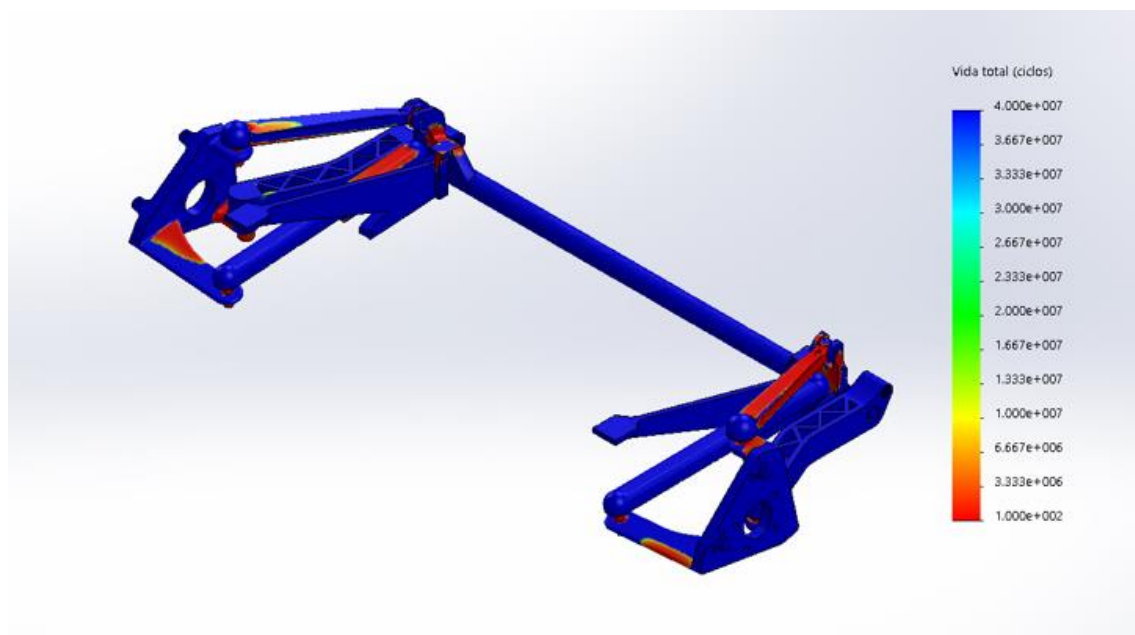


Ilustración 112 vida a fatiga para aceleración y giro (LR=-1) Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Como se aprecia, el modelo tiene poca vida en ciertos componentes principales, como son los brazos superiores, los brazos traseros y ciertas partes de la mangueta.

Con este resultado el sistema se podría dar por válido, pero sería conveniente revisar los componentes. Se debe tener en cuenta que la situación de fuerzas a la que se ha sometido es muy extrema, además de imposible en la realidad, ya que el vehículo a carga máxima no es capaz de acelerar en el tiempo supuesto, el cual es el que tarda en las mediciones realizadas con el vehículo vacío y solo con conductor. También con el vehículo cargado no se podría obtener una aceleración lateral tan grande y no sería la conducción que se realiza cuando se circula cargado al máximo. Además, tampoco podría acelerar con esta aceleración durante el giro ya que el vehículo no tendría suficiente agarre en la rueda delantera interior y patinaría, además el vehículo, por dinámica, tendería a irse de frente en vez de girar con lo que no se alcanzaría la aceleración lateral.

Por todo esto, el ensayo sirve como orientación, pero la vida real sería mayor.

Tras realizar este primer análisis a fatiga se ha buscado información sobre que realiza el programa al indicarle un ensayo a fatiga $LR=-1$, el cual es el realizado por defecto. En este tipo de ensayo, el programa utiliza las fuerzas del estático y para realizar la fatiga varía entre F y $-F$, es decir invierte la fuerza para hacer los ciclos de fatiga. Esto no es correcto para la suspensión ya que a pesar de que las fuerzas transversales si pueden cambiar de lado (giro hacia otro lado), las fuerzas verticales varían, pero nunca cambian de signo ya que como mínimo serían 0, lo cual indicaría que la rueda no tiene contacto con el suelo.

Por todo esto, se va a repetir el ensayo, pero cambiando el tipo a $LR=0$, lo cual quiere decir que las fuerzas varían entre las calculadas y 0. Esta suposición es correcta para el giro, ya que significaría que varía el vehículo entre no realizar giro y realizar un giro hasta la fuerza transversal calculada, pero para la carga vertical sigue siendo incorrecto ya que según los cálculos realizados las ruedas no se levantan del suelo. A pesar de este detalle los cálculos con este método son más realistas.

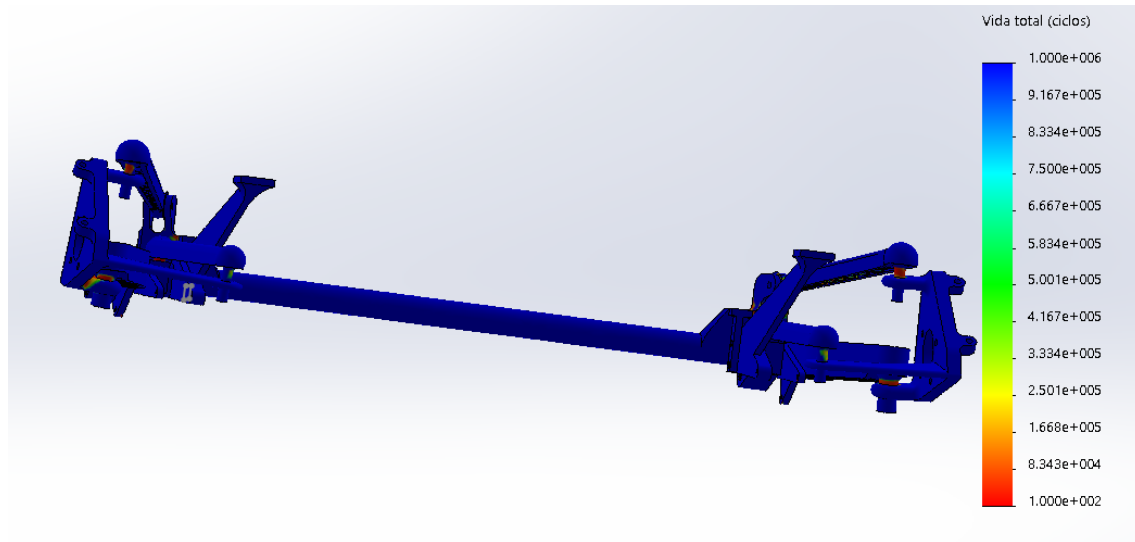


Ilustración 113: vida a fatiga para aceleración y giro (LR=0) Fuente: Creación propia

En este segundo ensayo se aprecia como la vida es mayor para todos los componentes. Además, esta situación no se repetirá muy a menudo por los motivos explicados más arriba. Por otro lado, solo presentan fatiga piezas intercambiables y de desgaste como son las rotulas, las cuales el fabricante las realiza para que soporten los esfuerzos solicitados.

Con todo esto, se puede concluir este apartado de ensayos a fatiga con la certeza de que el diseño final es válido para el uso previsto y soporta los esfuerzos a los que será sometido con garantías.

3.4. Selección de componentes

En este apartado se van a seleccionar los componentes de la suspensión que se adquieran de otros fabricantes, como por ejemplo los rodamientos o las rotulas. Para ello se tendrá en cuenta las cargas a las que son sometidas y la durabilidad que se les exija.

3.4.1. Selección de rodamientos de brazos principales.

En este apartado se va a seleccionar los rodamientos que articulan los brazos principales sobre el subchasis trasero.

Las fuerzas que debe soportar son las calculadas en los apartados anteriores, de este modo las fuerzas son las siguientes.

Para el caso de aceleración y giro

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

$Y_{ext}=3285.441 \text{ N}$

$Z_{2 \text{ ext}}=6613.441 \text{ N}$

Para el caso de giro y frenado

$Y_{ext}=3123.654 \text{ N}$

$X_{ext}=3489.013 \text{ N}$

$Z_{2 \text{ ext}}=4361.267 \text{ N} \text{---} 5585.146 \text{ Combinada } X+Z$

Para el caso de freno

$Z_{ext}=2673.397 \text{ N}$

$X_{ext}=2138.7175 \text{ N} \text{---} 3423.618 \text{ combinada } X+Z$

Para el caso de giro

$Z_{ext}=6137.87 \text{ N}$

$Y_{ext}=2641.02 \text{ N}$

De todas las fuerzas producidas en los diferentes ensayos las mayores son.

Fuerza radial:

$Z= 6613.441 \text{ N}$. Esta se produce en el ensayo de aceleración y giro.

Fuerza axial:

$Y= 3285.441 \text{ N}$ Producida en el ensayo de aceleración y giro.

Una vez se tienen estas fuerzas se calcula la vida del rodamiento y las características de este.

Para comenzar se van a seleccionar unos rodamientos que quepan dentro del espacio que se ha diseñado, es decir que su diámetro interno sea de 20mm y el diámetro externo 37mm. Además, estos rodamientos deben poder soportar carga axial y radial.

Con estos datos, se ha buscado en el catálogo del fabricante SKF, obteniendo para las medidas que tienen los componentes, que los rodamientos que encajan son rodamientos de agujas, en especial aquellos que no tienen pista interior o exterior.

Para el caso del brazo principal, a pesar de que la mayoría de los esfuerzos laterales son soportados por el resto de los brazos, el brazo principal debe tener capacidad de soportar esfuerzos axiales. De esta forma el rodamiento deberá tener capacidad de soportarlos. Por esto, deberá ser de bolas o de rodillos inclinados.

Tras buscar diferentes opciones, debido al reducido espacio disponible para colocarlos, se ha decidido colocar unos rodamientos de agujas y bolas, los

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

cuales necesitan poco espacio radial. Con estos se consigue soportar grandes cargas radiales y también cargas axiales, justo como es necesario.

El rodamiento seleccionado es el rodamiento SKF NKIA 5904 este tiene unas dimensiones adecuadas para colocarse en el lugar deseado, además en principio parece soportar las cargas al tener las siguientes características. En un anexo se encuentra la hoja de características

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica, sentido radial	C	21.6	kN
Capacidad de carga estática básica, sentido radial	C_0	28	kN
Capacidad de carga dinámica básica, sentido axial	C	3.79	kN
Capacidad de carga estática básica, sentido axial	C_0	4.21	kN

Ilustración 114 características del rodamiento seleccionado. Fuente: SKF

Si se realizan los cálculos pertinentes, se obtiene que el rodamiento es adecuado, además se deberán colocar dos por lado para poder absorber los esfuerzos axiales en cualquier sentido.

$$F \times L_r^{1/a} = C \times L_r^{1/a} = C$$

Primero se debe calcular la fuerza equivalente al haber axial y radial.

$$F_e = \max (V \times F_r, X \times V \times F_r, Y F_a)$$

V=1.2, Fr=6613.441 N, Fa=3285.441 N

F_d/C_0	e	$F_d/F_r \leq e$		$F_d/F_r > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0,014	0,19	1,00	0,00	0,56	2,30
0,021	0,21	1,00	0,00	0,56	2,15
0,028	0,22	1,00	0,00	0,56	1,99
0,042	0,24	1,00	0,00	0,56	1,85
0,056	0,26	1,00	0,00	0,56	1,71
0,070	0,27	1,00	0,00	0,56	1,63
0,084	0,28	1,00	0,00	0,56	1,55
0,110	0,30	1,00	0,00	0,56	1,45
0,170	0,34	1,00	0,00	0,56	1,31
0,280	0,38	1,00	0,00	0,56	1,15
0,420	0,42	1,00	0,00	0,56	1,04
0,560	0,44	1,00	0,00	0,56	1,00

$$F_a/C_0 = 0.1173$$

$$e = 0.3049$$

$$F_a/F_r = 0.4968$$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.43$$

$$F_e = 1.2 \times 6613.441 = 7936.1292 \text{ N}$$

$$F_e = 0.56 \times 1.2 \times 6613.441 + 1.43 \times 3285.441 = 91142.41 \text{ N}$$

El rodamiento sigue superando esta fuerza. Ahora se calculará su durabilidad.

$$F \times L_r^{1/a} = C \times L_r^{1/a} = C \rightarrow 21.6 = 9.14241/2 \times L_{10}^{1/3} \rightarrow L_{10} = 105.50 \text{ Mrev}$$

Con estos cálculos se obtiene que la vida de los rodamientos para el sistema es de 105.50 millones de revoluciones, que para este caso serian oscilaciones. Suponiendo que cada 10 metros cambia de apoyo, es decir realiza

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

un ciclo, el sistema soportaría **1.05 millones de kilómetros**, con lo cual se podría suponer vida infinita, y solamente en casos excepcionales se sustituiría el componente.

3.4.2. Selección de rotulas esféricas.

Para las rotulas esféricas, se ha decidido comprar este elemento a un proveedor externo para abaratar costes de fabricación y reparación al estandarizar componentes. También se ha realizado con el fin de fiabilizar el sistema ya que los fabricantes de estos componentes tienen años de experiencia y la pieza será más duradera.

Con este fin y debido a que los fabricantes no ofrecen la fuerza que soportan estos componentes ni su ficha técnica, se va a seleccionar un componente, el cual pertenezca a un vehículo de mayor peso y prestaciones para garantizar su resistencia.

Por esto se ha seleccionado una rotula esférica también de SKF perteneciente a un Peugeot 407.



VKDS 313018 - Rótula de suspensión/carga

De este modo al ser de un vehículo mayor, el componente soporta las cargas solicitadas en este caso.

Para un futuro montaje real se podría probar esta solución y comprobar si es adecuada o hablar con el fabricante, para explicándole el caso obtener un componente adecuado.

3.4.3. Selección de cojinetes, tacos de unión y otros componentes.

En este último apartado se va a seleccionar el cojinete del brazo superior y los tacos de unión del subchasis al vehículo.

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Para empezar, al igual que en el apartado anterior, para seleccionar el cojinete del brazo superior se deben conocer las medidas, que en este caso son: diámetro interior 10mm, diámetro exterior 20mm, ancho 21mm, interior 20mm. Una vez se tienen las medidas se busca el componente que se adecue a lo necesario.



Kit universal de Silentblocks

Referencia PF99-111P

INSTRUCCIONES DE MONTAJE [Descargar](#)

Dimensiones del silentblock: diametro exterior=20mm, diametro interior=15mm, longitud=10. casquillo: diametro exterior=15mm, diametro interior=10mm, longitud 20mm

☒ Enviar a un amigo

☒ Imprimir

Ilustración 115 Características casquillo silentblock. Fuente: Powerflex.es

El silentblock seleccionado cumple con las dimensiones requeridas. Se ha seleccionado este, ya que, en vez de un casquillo rígido, tienen una parte plástica, la cual absorbe vibraciones y da mayor confort.

Una vez se ha seleccionado el silentblock de los brazos superiores, falta por seleccionar los cojinetes de amarre al vehículo. Estos se van a dejar sin seleccionar ya que dependen del vehículo al que se desee acoplar y deberán adaptarse a este.

Por último, para poder acoplar las ruedas se debe seleccionar un cubo de rueda o rodamiento de rueda. Para ello de nuevo se va a acudir al proveedor SKF y se va a seleccionar uno adecuado para vehículos compactos con características similares a las empleadas para dimensionar la suspensión.

Este elemento se acoplará a la mangueta mediante tornillos tal y como se puede comprobar en la mangueta.



Ilustración 116 Cubo de rueda SKF Fuente: SKF

Con esto ya se ha completado todo el trabajo y se han seleccionado los diferentes componentes.

3.5. Cálculo del coste económico y avance de presupuesto

Una vez se tiene el diseño final del producto y todos los componentes necesarios para su montaje, se procede a calcular el coste que tiene el sistema.

En primer lugar, se necesita una lista con todos los componentes. Una vez se tiene esta, se necesita saber el precio de los componentes. Algunos de los componentes al comprarse a terceros se conoce su precio, en cambio en los componentes que se fabricaran para esta suspensión solo se puede estimar su coste en función del coste que tienen piezas similares en el mercado. Con esto se obtiene la siguiente tabla.

Nº elemento	Nombre de pieza	Cantidad	Coste unitario	Coste total
1	rotula esferica SKF	8	18,32 €	146,56 €
2	Subchasis anclaje	2	10,00 €	20,00 €
3	Soporte trasero Dch	1	20,00 €	20,00 €
4	Soporte trasero izq	1	20,00 €	20,00 €
5	mangueta 0034 i	1	50,00 €	50,00 €
6	mangueta 0034 d	1	50,00 €	50,00 €
7	Subchasis 3000	1	75,00 €	75,00 €
8	Brazo trasero 0063	2	49,00 €	98,00 €
9	brazo superior 0032	2	45,00 €	90,00 €
10	Silentblock Powerflex	2	18,80 €	37,60 €
11	Brazo principal 0061i	1	60,00 €	60,00 €
12	Brazo principal 0061d	1	60,00 €	60,00 €
13	Torsion bar	2	175,00 €	350,00 €
14	Amortiguador	2	97,20 €	194,40 €
15	Rodamiento Skf	4	45,44 €	181,76 €
16	Tornillo M10x50	2	1,00 €	2,00 €
17	Tornillo M8x 70	8	1,00 €	8,00 €
			Total	1.463,32 €

Tabla 14 Coste de materiales. Fuente: Creación propia

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Una vez calculado el coste de los materiales se debe calcular el coste de montaje del sistema. Para esto se va a suponer que se montará en aproximadamente 2 horas y el precio de la hora será el promedio de los talleres, que es de 40 euros la hora.

Horas	coste unitario	coste total
2	40,00 €	80,00 €

Tabla 15 Coste de montaje. Fuente: Creación propia

Por último, se debe incluir el coste de desarrollo del sistema, es decir las horas dedicadas por el ingeniero para todo el proceso de crear y calcular el sistema de suspensión. Para esto se supondrá que el tiempo dedicado es el tiempo requerido por el TFG, el cual es de 540 horas, con un precio unitario de 30 euros la hora para el ingeniero.

Horas	Coste unitario	Coste total
540	30	16.200,00 €

Tabla 16 Coste de diseño y calculo. Fuente: Creación propia

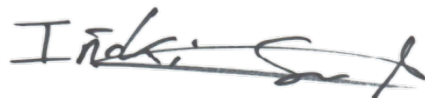
Tras calcular los diferentes costes requeridos para tener el sistema, se obtiene el precio final del sistema. En este caso en concreto, al tratarse de una suspensión, lo lógico es montarla en un vehículo de producción en serie, en una tirada de modelos o en caso de utilizarse para modificar vehículos, vender varios ejemplares para un mismo modelo de vehículo. Con todo esto se han calculado los diferentes precios para cada caso.

Tipo de producción	Unidades	Coste total	Coste unitario
En serie	100.000	154.348.200,00 €	1.543,48 €
baja cantidad	200	324.864,00 €	1.624,32 €
Unica unidad	1	17.743,32 €	17.743,32 €

Tabla 17 Coste en función del volumen. Fuente: Creación propia

Como se ve es mejor aplicarlo a producciones de cierto volumen mínimo para que el coste no se dispare, como sucede si solamente se produce una unidad.

Firmado: El ingeniero iñaki San Martin



4.Conclusion

Tras realizar todos los pasos del trabajo, el sistema ha variado respecto al que se tenía en los primeros pasos. De este modo se va a realizar un pequeño resumen sobre como es el sistema final.

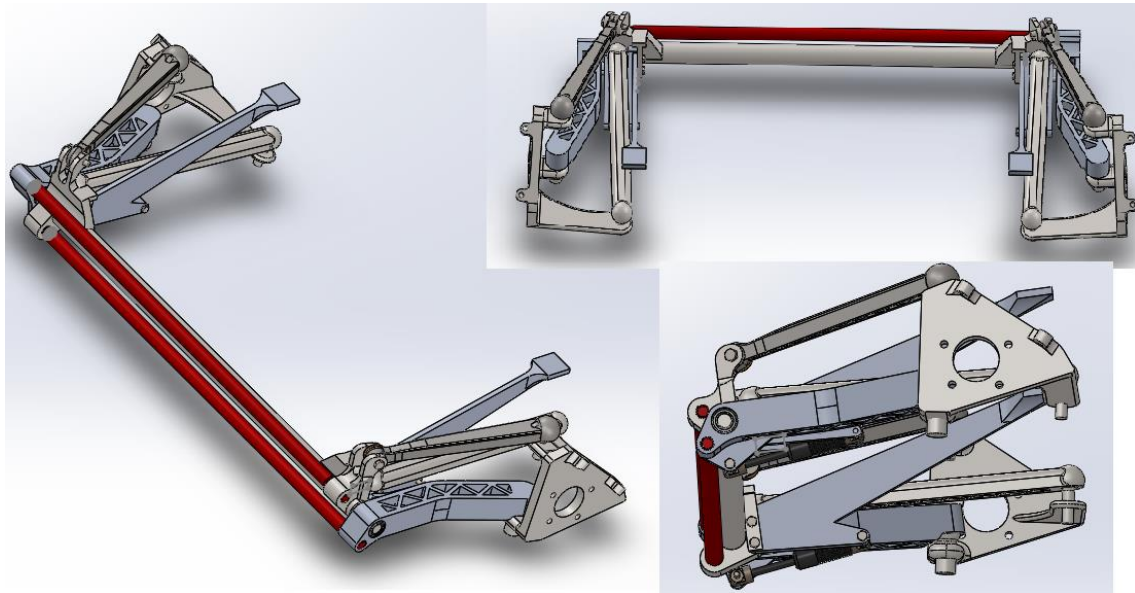


Ilustración 117 Sistema de suspensión final. Fuente: Creación propia

El sistema de suspensión cuenta con tres brazos por lado para controlar los movimientos y soportar las fuerzas. Estos brazos tienen una forma principal en forma de H o U y en su interior tienen un refuerzo en forma de malla triangular. Estos son de acero los más delgados y el principal es de Aluminio. Estos se unen a la mangueta mediante articulaciones esféricas (rotulas esféricas) obtenidas del fabricante de componentes SKF, modelo VKDS 313018. La mangueta es de acero para soportar los esfuerzos. Sobre esta se ancla el buje sobre el que se colocan las ruedas, el cual también es de SKF, modelo VKBA 6828.

Los brazos están unidos en el otro extremo al subchasis. Para estas uniones se han utilizado diferentes soluciones. El brazo principal en su unión utiliza rodamientos de bolas y rodillos, los cuales permiten el movimiento oscilatorio y para evitar su salida se aseguran con anillos de retención por su lado externo y contra los elementos por otro. El brazo superior utiliza un cojinete elástico o silentblock que permite su giro y reduce la transmisión de vibraciones. Por último, el brazo trasero utiliza una rotula esférica igual a las que lo unen a la mangueta.

El subchasis se compone de cinco elementos, el cuerpo principal, en acero, sobre el cual se unen todos los brazos, además, a este se anclan las barras de torsión, las cuales actúan como elementos elásticos. Por la parte trasera de este componente se le unen el resto de los elementos del subchasis,

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

como son dos anclajes donde se fijan los amortiguadores, los cuales también son sujetados por otros dos brazos que sirven de soportes y unen todo el conjunto al vehículo por la parte trasera, mientras que por otro lado se une mediante la parte principal del subchasis.

Con todo este sistema se logra que el comportamiento del sistema sea el deseado, es decir, se logra que la mayoría del tiempo las ruedas no solo estén en contacto con el suelo, sino que además estén en una posición adecuada y no varíe la caída de forma que limite el agarre disponible. También se ha conseguido que al tomar curvas e inclinarse la carrocería la rueda externa aumente ligeramente su convergencia, lo que provoca que el vehículo sea más estable en curvas.

Por otro lado, se han calculado los elementos amortiguadores y elásticos que necesita el sistema. De este modo se ha calculado el elemento elástico, tanto su dureza como su dimensionado. En cuanto al amortiguador se ha calculado el amortiguamiento que necesita el sistema.

Tras la realización de este trabajo se han aprendido una gran cantidad de conocimientos, sobre todo aquellos centrados en el diseño de componentes, selección de materiales y cálculos necesarios para ello.

También se han comprobado las dificultades que existen a la hora de buscar información sobre componentes y otros elementos importantes para la realización del trabajo, así como para documentarse.

Durante la realización de este trabajo se ha realizado un proceso evolutivo del diseño con lo que el diseño final se ha variado a lo largo del trabajo, de modo que en cada apartado se modificaban las características necesarias para que cumpla las necesidades requeridas, de este modo en el apartado de diseño se varió para que se comportara como debía, posteriormente en los cálculos se modificaron componentes para lograr aumentar su resistencia y reducir peso en aquellos que fue posible, también se han probado diferentes materiales para optimizar los diferentes componentes del sistema.

El sistema realizado podría ser mejorable, en el sentido de que en función del vehículo que se desee instalar se podría realizar un ajuste, ya que se ha dimensionado el sistema para unas masas concretas. También se podría mejorar incluyéndole dirección. Para esto bastaría con sustituir el tirante trasero por otro que fuera acoplado a un pistón, de esta manera al variar su longitud se logra variar el ángulo de las ruedas. También en cuanto a modificar el sistema, si en los amarres de los brazos se colocan en vez de cojinetes estándar otros excéntricos se puede lograr variar la caída y convergencia al girar estos.

En cuanto a las conclusiones personales, este trabajo te obliga a utilizar una gran cantidad de los conocimientos adquiridos durante la carrera, así como buscar información en diferentes fuentes para poder seguir adelante en el proyecto.

También se requiere una visión amplia ya que en todos los pasos del proceso se debe tener en cuenta a donde se desea llegar y utilizar conocimientos de diferentes áreas al mismo tiempo.

Por último, hay que mencionar que en la realización de este trabajo uno debe enfrentarse a problemas e inconvenientes e ir solucionándolos para logra tener una solución final valida.

Bibliografía

Fuentes consultadas para la redacción de la memoria.

Pablo Luque, D. Alvarez, C. Vera. "Ingeniería del Automóvil" Ed. Thomson, 2004.

D. Bastow. "Car Suspension and Handling" Pentech Press 1980.

J. Calvo, A. Miravete. "Mecánica del Automóvil Actualizada". Ed. Reverté, 1997

M. Arias Paz. "Manual del automóvil". Ed. Dossat

F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Alvarez, V. Díaz López. "Teoría de los Vehículos Automóviles" Sección de publicaciones Universidad Politécnica de Madrid

Guiggiani, Massimo."The Science of vehicle dynamics: handling, braking, and ride of road and race cars". Ed. Springer, 2014.

Reza N. Jazar."Vehicle dynamics. Theory and application". Ed. Springer, 2014

Robert Bosch GmbH."Manual de la técnica del automóvil",2005

Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th Ed. 2006, McGraw-Hill. [Data source: Thomas J. Dolan, "Stress Range," Sec. 6.2 in O. J. Horger (ed.), ASME Handbook—Metals Engineering Design, McGraw-Hill, New York, 1953.]

V, Anil Kumar. (2015). Heat Treatment Studies on 50CrV4 Spring Steel. Materials Science Forum. 830-831. 139. 10.4028/www.scientific.net/MSF.830-831.139.

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn18.html> Visitado 21/10/2019

<https://fiat600club.mforos.com/1554332/9653972-que-opinan-barra-estabilizadora-cual-pondrian/> Visitado 25/11/2019

<https://www.km77.com/glosario/muelle> Visitado 4/12/2019

<https://espirituracer.com/reportajes/sistemas-de-suspension/> Visitado 5/12/2019

<https://docplayer.es/51748752-Geometria-direccional-estudio-de-las-cotas.html> Visitado 11/12/2019

https://www.wikiwand.com/es/Suspensi%C3%B3n_independiente Visitado 13/12/2019

<http://vsusp.com> Visitado 9/01/2020

Fuentes de ilustraciones y tablas.

Ilustración 1 Eje rígido motriz	Fuente: Tirereview.com	6
Ilustración 2 Eje rígido no motriz	Fuente: Km77.com	6
Ilustración 3 Semieje oscilante (Renault)	Fuente: Widman.biz	7
Ilustración 4 Suspensión de ballesta transversal. Fiat 600	Fuente: fiat600club.com.ar	7

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Ilustración 5 Eje trasero brazos arrastrados Citroën ZX	Fuente: aficionadosalamecanica.blogspot.com.....	8
Ilustración 6 Suspensión brazos semi arrastrados Mercedes W126	Fuente: Damnxgood.com	9
Ilustración 7 Suspensión de doble triangulo	Fuente: WhichCar.com	9
Ilustración 8 Suspensión McPherson	Fuente: Zonda4x4.com.ar	10
Ilustración 9 Suspensión multibrazo.	Fuente: Artmorrison.com.....	10
Ilustración 10 Suspensión de Dion	Fuente: Km77/pinterest.es	11
Ilustración 11 Puente trasero Semirrígido/semiindependiente.	Fuente: Forocoches.es.....	12
Ilustración 12 suspensión de ballestas	Fuente: mecanicablog.com	13
Ilustración 13 Suspensión trasera Volvo XC90	Fuente: Coches.net	14
Ilustración 14 Suspensión de barras de torsión (en rojo) Peugeot 206	Fuente: Km77.com	14
Ilustración 15 Suspensión con muelles	Fuente: aficionadosalamecanica.blogspot.com.....	15
Ilustración 16 Suspensión hidroneumática	Fuente: aficionadosalamecanica.blogspot.com.....	15
Ilustración 17 Suspensión neumática	Fuente: Rumbonortecaravning.com..	16
Ilustración 18 Suspensión trasera Moulton de un Morris Mini	Fuente:pieldetoro.net	17
Ilustración 19 fuerzas sobre eje semiindependiente.	Fuente: Ingeniería del automóvil (P. Luque, D. Álvarez, C. Vera).....	25
Ilustración 20 Puente trasero Peugeot 206RC	Funete:Espirituracer.com	27
Ilustración 21 Suspension trasera con timoneria de Watt	Fuente: Motorpasion.com	27
Ilustración 22 Comparativa de caída en diferentes tipos de suspension.	Fuente: Autocar.co.uk	28
Ilustración 23 Eje trasero semirrígido	Fuente: Grabcad.com.....	29
Ilustración 24 Puente semirrígido modificado a infependiente	Fuente: Creacion propia	29
Ilustración 25 Suspension de brazos arrastrados	Fuente: Creacion propia	30
Ilustración 26 Tirantes oblicuos de refuerzo.	Fuente: Creacion propia.....	31
Ilustración 27 Configuración final de la suspensión	Fuente: Creación propia	31
Ilustración 28 Brazo principal(arriba izquierda), brazo trasero(arriba derecha), brazo superior(abajo izquierda) y mangueta(abajo derecha)	Fuente: Creacion propia	32
Ilustración 29 Brazo principal.	Fuente: Creacion propia	33
Ilustración 30 Brazo trasero	Fuente: Creacion propia	34
Ilustración 31 Brazo superior	Fuente: creacion propia	35
Ilustración 32 Mangeta	Fuente: Crecion propia.....	35

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Ilustración 33 Espacio ocupado por una suspension multibrazo.	Fuente:
Creacion propia	37
Ilustración 34 Espacio ocupado por una suspension de brazo arrastrados.	
Fuente: Creacion propia	37
Ilustración 35 Espacio ocupado por la suspension diseñada	Fuente:Creacio
propia	38
Ilustración 36 Cotas de alineacon Peugeot 208.	Fuente: Forocoches.com...
Ilustración 37 Valores de suspensión Renault Clio.	Fuente: Km77.com
Ilustración 38 informe de alineación: Ford Mondeo	Fuente:Forocoches.com
.....	42
Ilustración 39 Informe de alineacion Seat Leon II	Fuente: Forocoches.com .
Ilustración 40 Datos de geometrias Citroën Xsara	Fuente: Forocoches.com
Ilustración 41 Detalle de posicion en la que se da el problema.	Fuente: Creación
propia	44
Ilustración 42 Brazo principal modificado.	Fuente. Creacion propia.....
Ilustración 43 Suspension trasera con brazos modificados	Fuente: Creacion
propia	45
Ilustración 44 Suspension con anclajes traseros modificados.	Fuente: Creación
propia	45
Ilustración 45 Variacion de caida y convergencia en el punto superior (Izquierda)	
e inferior (derecha)	Fuente. Creacion propia.....
Ilustración 46 Variacion de caida y convergencia en el punto superior (Izquierda)	
e inferior (derecha) una vez modificada.	
Fuente. Creacion propia	47
Ilustración 47 Comportamiento de la suspension en curva	Fuente:Creacion
propia	48
Ilustración 48 modificaciones en anclajes	Fuente: Creacion propia ..
Ilustración 49 Diferencias entre los brazos traseros nuevo (izquierda) y antiguo	
(derecho)	Fuente: Creacion propia.....
Ilustración 50 Geometria final de la suspension	Fuente:Creacion propia.....
Ilustración 51 Grafica de movimiento de la rueda a lo largo del recorrido.	Fuente:
Creación propia	50
Ilustración 52 Detalle de modificacion en la mangueta.	Fuente: Creacion propia
.....	51
Ilustración 53 grafica de variacion de caida y convergencia con maangueta	
modificada1.	Fuente: Creacion propia.....
Ilustración 54 Modificacion 2 para mangueta y tirante posterior.	Fuetne: vreacion
propia	52
Ilustración 55 Grafica de geometria de suspension tras modificacion 2.	Fuente:
Creacion propia	52
Ilustración 56: Graficas de comportamiento del sistema original (superior	
izquierda), del sistema original grafico modificado (superior derecha), sistema	
modificado 1 (inferior derecha) y sistema modificado 2 (inferior izquierda)	
Fuente: Creación propia	53
Ilustración 57 Grafica de variacion del ancho de via respecto al recorrido.	Fuente:
Creacion propia	55

Ilustración 58 Variacion de la caída	Fuente: Creación propia.....	55
Ilustración 59 Distancia de la mangueta a el centro de la huella del neumático.	Fuente: Creación propia.....	56
Ilustración 60 variacion de via en mangueta y neumático	Fuente: Creación propia.....	56
Ilustración 61 Desplazamiento que se produce en la base del neumático	Fuente: Creación propia.....	57
Ilustración 62 Determinacion del centro de balanceo mediante centros de rotacion.	Fuente: Ingeniería del Automovil. Pablo Luque.	60
Ilustración 63 Determinacion del centro de balanceo mediante la grafica de variacion de ancho de via.	Fuente: Ingeniería del Automovil. Pablo Luque. .	60
Ilustración 64 grafica para determinar centro de balanceo.	Fuente: Creación propia	61
Ilustración 65 Centro de balanceo suspensión TLRS	Fuente: Creación propia	61
Ilustración 66 Centro de balanceo sistema semirrigido.	Fuente: Creación propia	62
Ilustración 67 Centro de balanceo suspension de brazos arrastrados.	Fuente. Creación propia	63
Ilustración 68 Centro de balanceo de sistema de suspension multibrazo 1	Fuente. Creación propia	63
Ilustración 69 Centro de balanceo suspension multibrazo 2	Fuente: Ingeniería del Automóvil, Pablo Luque	64
Ilustración 70 Centro de balanceo suspension multibrazo 3	Fuente: Vehicle dynamics, Reza n. Jazar	64
Ilustración 71 Eje de balanceo, centros de balanceo y de gravedad.	Fuente: Km77.com	65
Ilustración 72 Centro de balanceo suspension McPherson	Fuente. Creación propia	66
Ilustración 73 Resultado de datos de la suspension de un Citroën C4	Fuente: Vsusp.com	67
Ilustración 74 Eje de balanceo Vehículo compacto 1	Fuente: Creación propia	68
Ilustración 75 Eje de balanceo vehículo compacto 2	Fuente: Creación propia	68
Ilustración 76 Eje de balanceo para eje trasero semirrigido, vehículo compacto 1.	Fuente: Creación propia	69
Ilustración 77 Eje de balanceo para eje trasero semirrigido. vehículo compacto 2.	Fuente: Creación propia	69
Ilustración 78 Eje de balanceo, brazos arrastrados vehículo compacto 1	Fuente: Creación propia	70
Ilustración 79 Eje de balanceo, brazos arrastrados, vehículo compacto 2.	Fuente: Creación propia	70
Ilustración 80 eje de balanceo, suspensión multibrazo, vehículo compacto 1.	Fuente: Creación propia	70

Ilustración 81 Eje de balanceo, suspensión multibrazo 1 vehículo compacto. Fuente: Creación propia	71
Ilustración 82 Eje de balanceo, suspensión multibrazo 2, vehículo compacto 2. Fuente: Creación propia	71
Ilustración 83 esquema de una barra de torsión. Fuente: ingeniería del automóvil Pablo Luque	74
Ilustración 84 Fórmula para el cálculo del ángulo girado por una barra al someterla a una fuerza (ingeniería del Automóvil, P. Luque) y dibujo del recorrido de suspensión y ángulo recorrido. Fuente: Creación propia	75
Ilustración 85 ficha reducida Peugeot 308 Fuente: Creación propia	76
Ilustración 86 Resultado vida a fatiga Acero DIN1.6580. Fuente: Creación propia	78
Ilustración 87 Resultado vida a fatiga Acero DIN1.8159. Fuente: Creación propia	78
Ilustración 88 Vida a fatiga para carga nominal Fuente Creación propia	79
Ilustración 89 Resultado para fatiga con diámetro 35 mm. Fuente. Creación propia	80
Ilustración 90 diagrama de Wöhler. Fuente. Creación propia	82
Ilustración 91 Barra estabilizadora. Fuente. Desguaceslacabaña.com	87
Ilustración 92 Estabilizadora con control electromecánico. Fuente: Audi.es	90
Ilustración 93 Sistema estabilización Activa. Fuente: Citroenet.org.uk	91
Ilustración 94 resultado de tensiones al aplicar carga estática. Fuente. Creación propia	94
Ilustración 95 Detalle de tensiones en uniones. Fuente: Creación propia	95
Ilustración 96 Modificación realizada en brazo principal Fuente: Creación propia	96
Ilustración 97 Modificaciones en brazo superior. Fuente: Creación propia	96
Ilustración 98 Modificaciones en brazo trasero. Fuente: Creación propia	97
Ilustración 99 Resultado ensayo carga máxima estática 2. Fuente: creación propia	98
Ilustración 100 Factor de seguridad carga máxima estática. Fuente: Creación propia	99
Ilustración 101 Fuerzas en curva. Fuente: The science of vehicle dynamics, Massimo Guiggianni.....	100
Ilustración 102 Cotas del vehículo y nomenclatura. Fuente: The science of vehicle dynamics, Massimo Guiggianni.....	101
Ilustración 103 Rigidez al balanceo Fuente: Ingeniería del automóvil Pablo Luque.	102
Ilustración 104 tensiones ensayo giro. Fuente: Creación propia	104
Ilustración 105 factor de seguridad ensayo de giro. Fuente: Creación propia	104
Ilustración 106 Resultado de tensiones para estudio de frenado. Fuente: Creación propia	106
Ilustración 107 Trazado del factor de seguridad para ensayo de frenado. Fuente: Creación propia	107

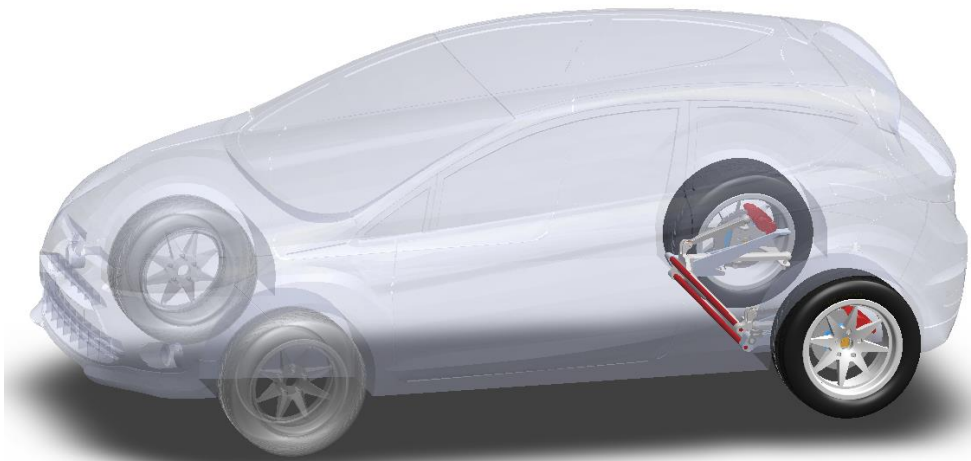
Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Ilustración 108 Resultados de tensiones para freno y giro. Fuente: Creación propia	108
Ilustración 109 Factor de seguridad para el ensayo a frenado y giro. Fuente: Creación propia	109
Ilustración 110 Ensayo de aceleración y giro. Fuente: Creación propia	111
Ilustración 111 factor de seguridad para aceleración y giro. Fuente: Creación propia.	111
Ilustración 112 vida a fatiga para aceleración y giro (LR=-1) Fuente: Creación propia	112
Ilustración 113: vida a fatiga para aceleración y giro (LR=0) Fuente: Creación propia	114
Ilustración 114 caracterisitcas del rodamiento seleccionado. Fuente: SKF....	116
Ilustración 115 Caracteirsiticas cosquillo silentblock. Fuente: Powerflex.es ..	118
Ilustración 116 Cubo de rueda SKF Fuente: SKF	119
Ilustración 118 Sistema de suspensión final. Fuente: Creación propia	121

Tabla 1: Comparativa de aislamiento/confort. Fuente: creación propia	19
Tabla 2: Tabla comparativa de control/dinamica Fuente. Creación propia	20
Tabla 3: Tabla comparativa respecto a la adaptabilidad Fuente: Creacion propia	20
Tabla 4: Tabla comparativa del espacio necesario. Fuente: Creación propia	21
Tabla 5: Tabla comparativa del coste economico Fuente: creacion propia	21
Tabla 6: Tabla de resultados generales Fuente: creacion propia	22
Tabla 7: Tabla con resultados ponderados. Fuente: creacion propia	22
Tabla 8 puntuaciones de las diferentes suspensiones. Resaltado suspensión semiindependiente Fuente: creacion propia	25
Tabla 9 puntuaciones de los diferentes sistemas de suspensión. Resaltado brazos arrastrados. Fuente: Creación propia	26
Tabla 10: Comparativa de los diferentes sistemas Fuente: Creación propia	36
Tabla 11: Suspension diseñada. Fuente: Creacion propia	39
Tabla 12: suspension en reposo(vista trasera y superior) Fuente:creacion propia	39
Tabla 13 propiedades de 51CrV4 templado Fuente: V, Anil Kumar. (2015).....	84
Tabla 14 Coste de materiales. Fuente: Creación propia	119
Tabla 15 Coste de montaje. Fuente. Creación propia	120
Tabla 16 Coste de diseño y calculo. Fuente: Creación propia	120
Tabla 17 Coste en función del volumen. Fuente: Creación propia	120

2020

Planos



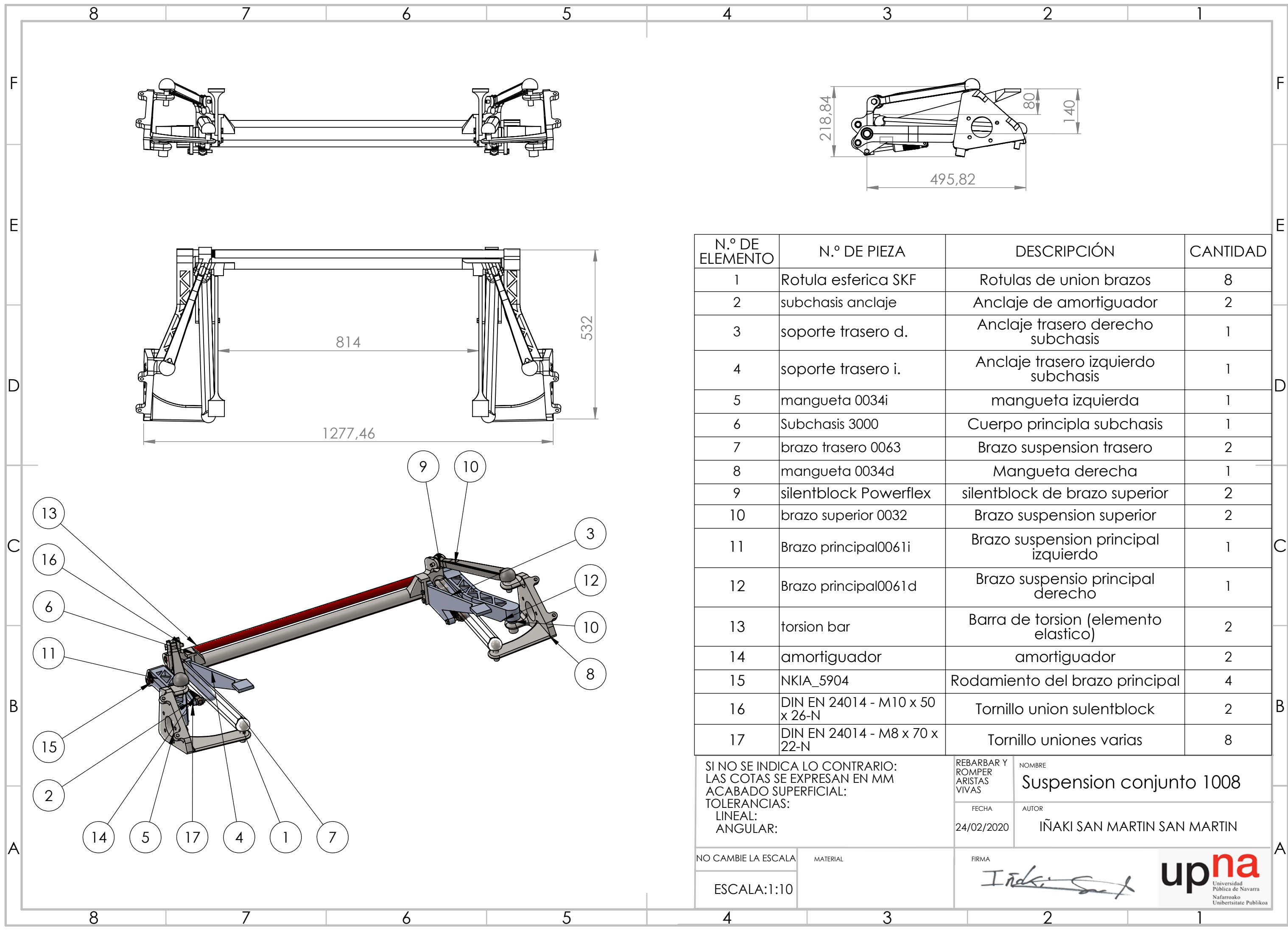
iñaki san martin

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Abril-2020

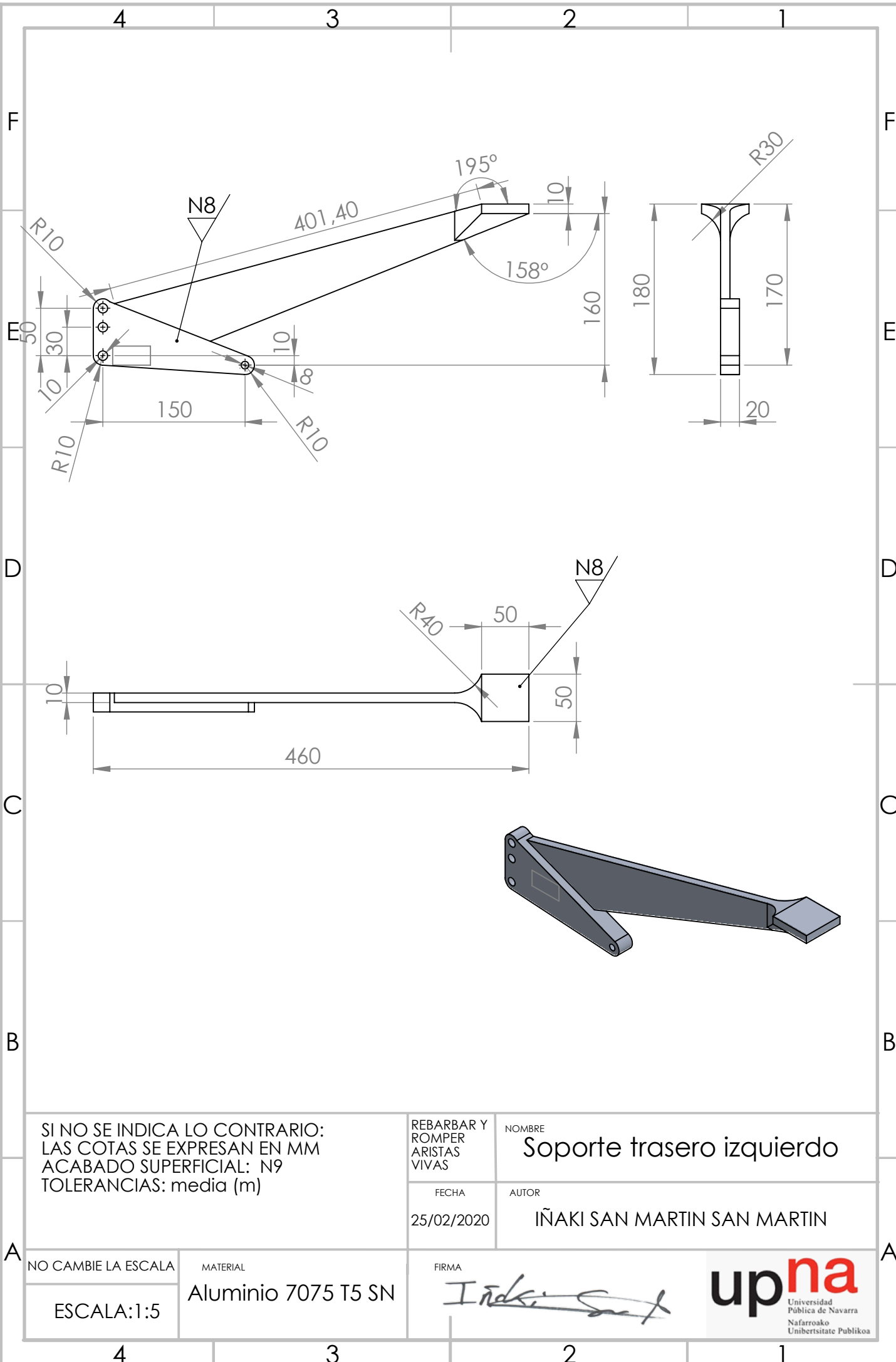
Índice de planos

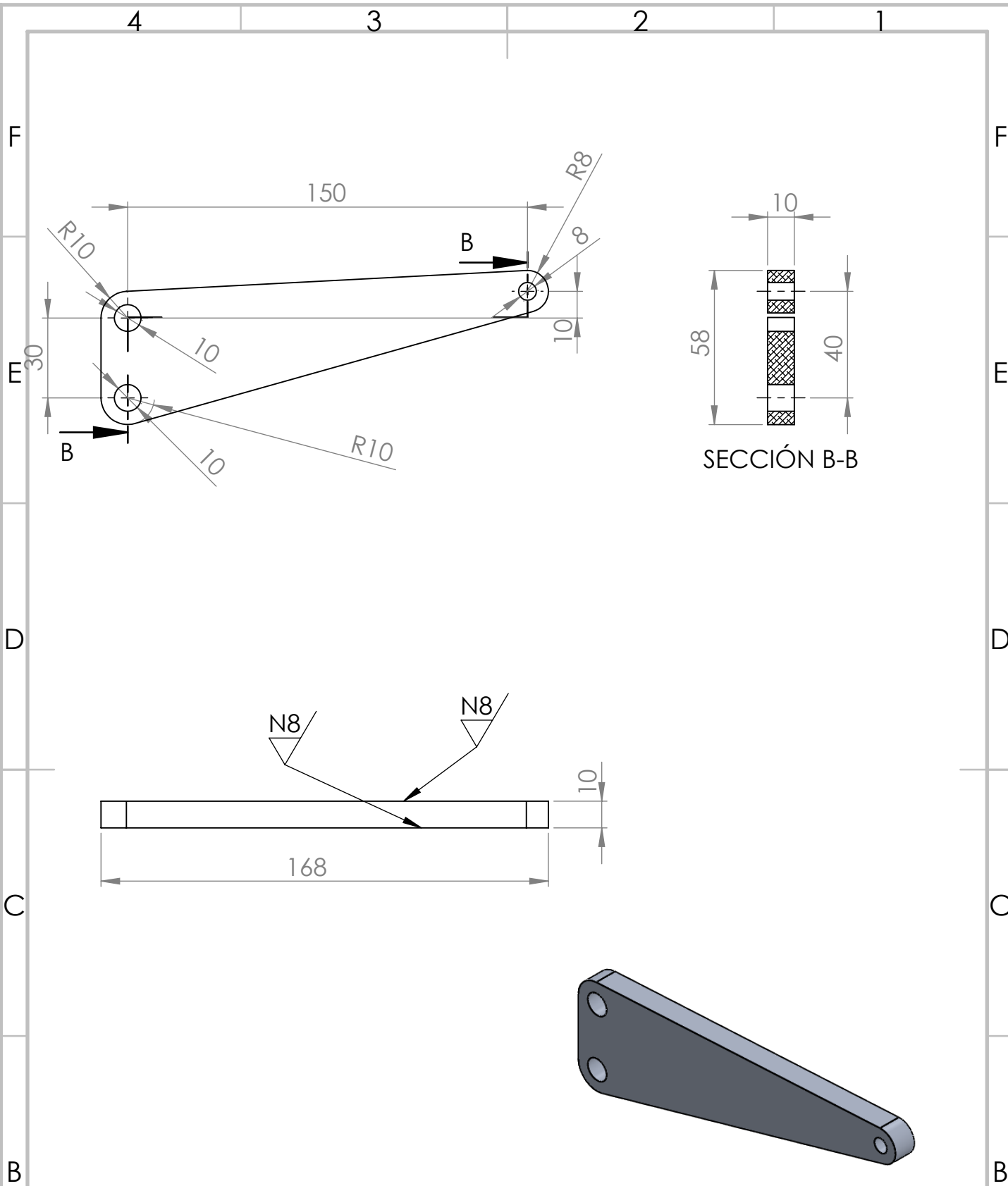
1	Suspensión conjunto 1008.....	3
2	Subchasis 3000	4
3	Soporte trasero izquierdo	5
4	Soporte trasero derecho	6
5	Subchasis anclaje.....	7
6	Brazo principal 0061 izquierdo.....	8
7	Brazo principal 0061 derecho	9
8	Brazo superior 0032	10
9	Brazo trasero 0063.....	11
10	Mangueta 0034 izquierda.....	12
11	Mangueta 0034 derecha.....	13
12	Torsion bar.....	14



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Rotula esferica SKF	Rotulas de union brazos	8
2	subchasis anclaje	Anclaje de amortiguador	2
3	soporte trasero d.	Anclaje trasero derecho subchasis	1
4	soporte trasero i.	Anclaje trasero izquierdo subchasis	1
5	mangueta 0034i	mangueta izquierda	1
6	Subchasis 3000	Cuerpo principi subchasis	1
7	brazo trasero 0063	Brazo suspension trasero	2
8	mangueta 0034d	Mangueta derecha	1
9	silentblock Powerflex	silentblock de brazo superior	2
10	brazo superior 0032	Brazo suspension superior	2
11	Brazo principal0061i	Brazo suspension principal izquierdo	1
12	Brazo principal0061d	Brazo suspensio principal derecho	1
13	torsion bar	Barra de torsion (elemento elastico)	2
14	amortiguador	amortiguador	2
15	NKIA_5904	Rodamiento del brazo principal	4
16	DIN EN 24014 - M10 x 50 x 26-N	Tornillo union sulentblock	2
17	DIN EN 24014 - M8 x 70 x 22-N	Tornillo uniones varias	8

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NOMBRE Suspension conjunto 1008
		FECHA 24/02/2020	AUTOR IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN
NO CAMBIE LA ESCALA	MATERIAL	FIRMA 	
ESCALA:1:10			





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Subchasis anclaje

FECHA

26/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

MATERIAL

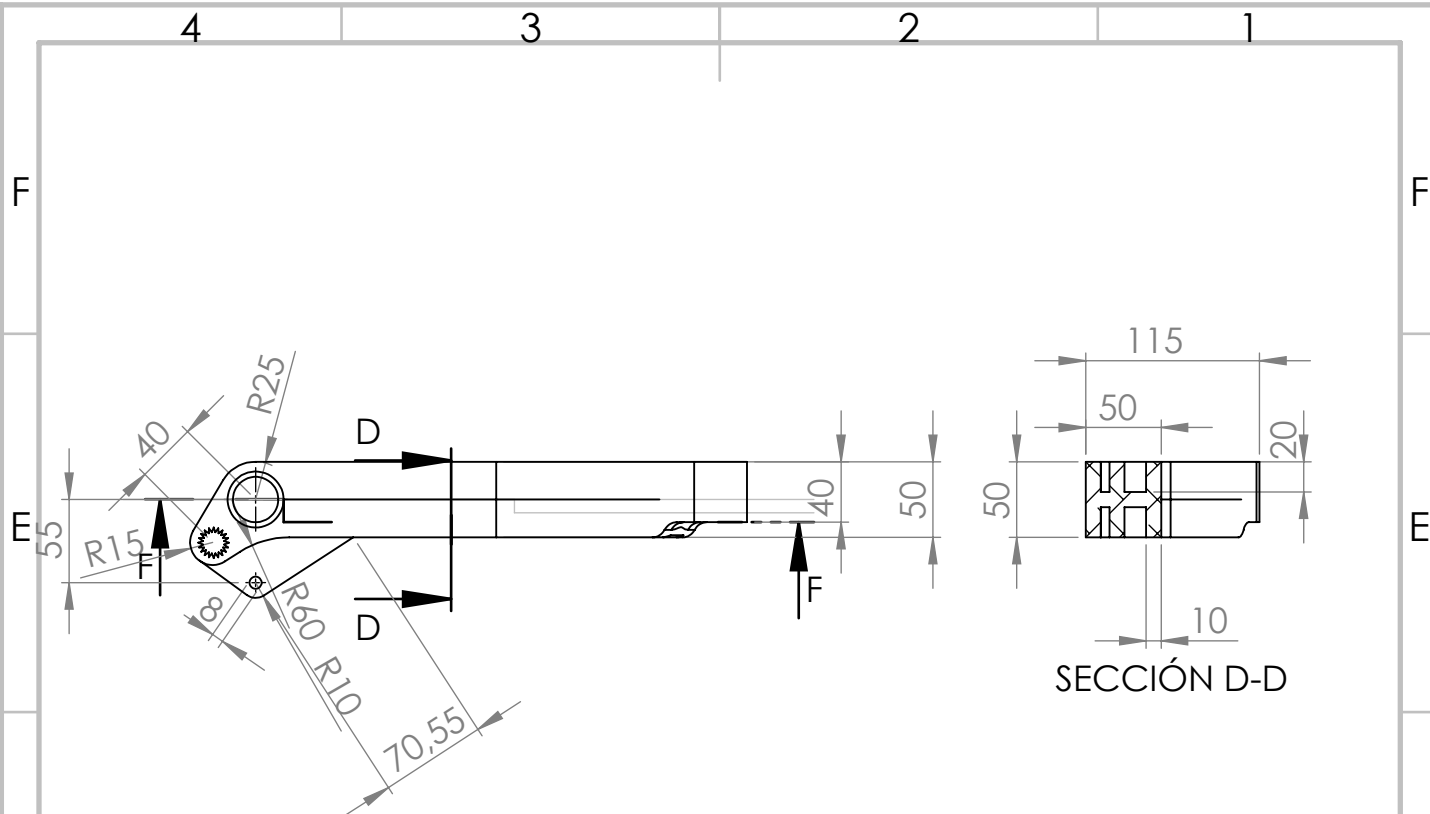
Aluminio 7075 T5 SN

ESCALA:1:2

FIRMA

Iñaki San Martín

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa



* El estriado es una estrella de 20 puntas concéntrica con el redondeo. Dint:14mm Dext:20mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Brazo principal 0061 izquierdo

FECHA

26/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

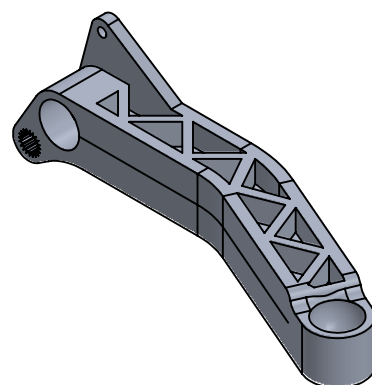
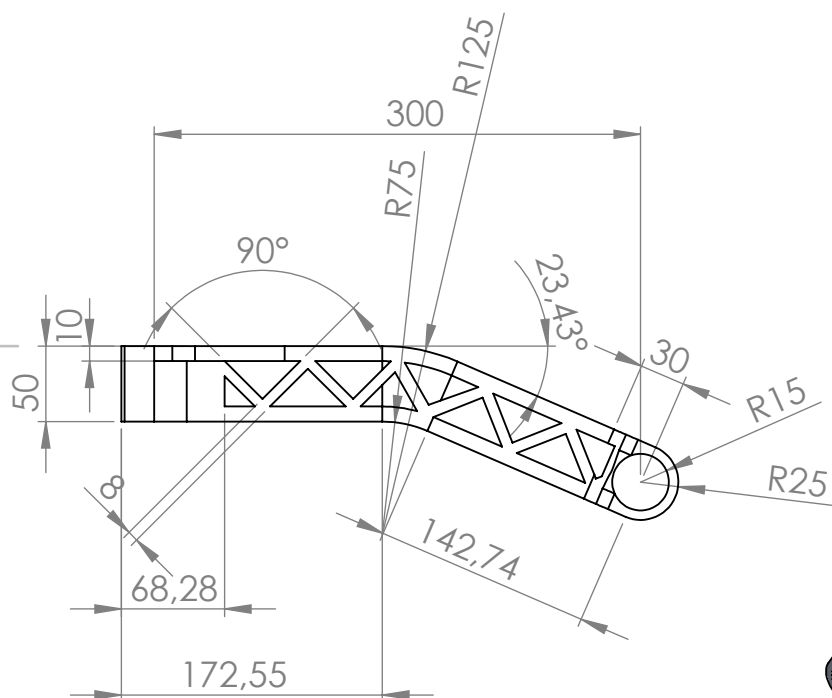
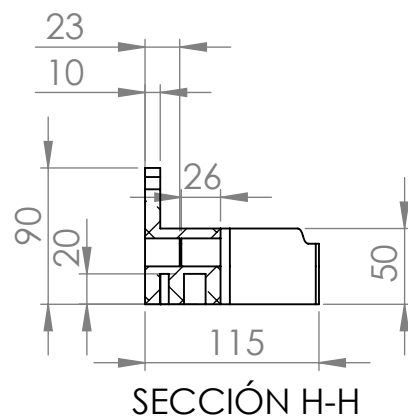
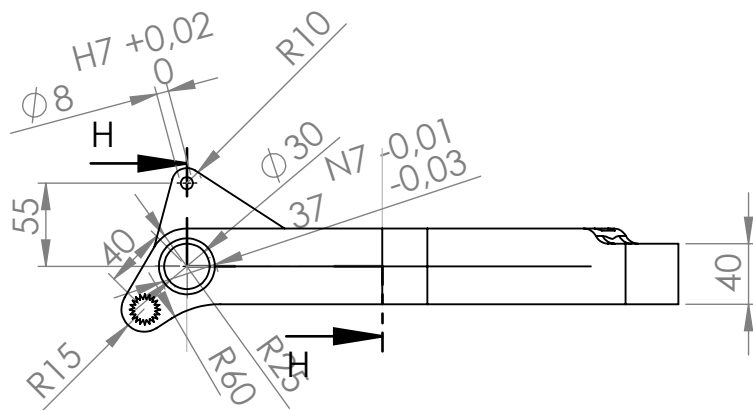
MATERIAL

Aluminio 7075 T5 SN

ESCALA:1:5

FIRMA

Iñaki San Martín



* El estriado es una estrella de 20 puntas concentrica con el redondeo. Dint:14mm Dext:20mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Brazo principal 0061 derecho

FECHA

27/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

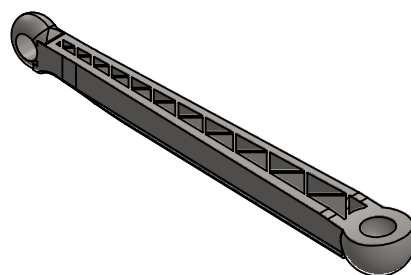
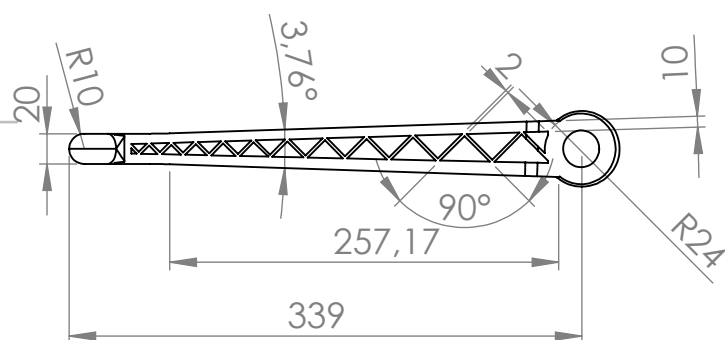
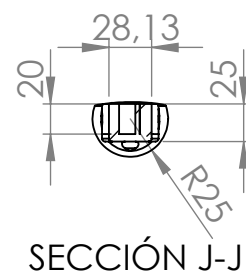
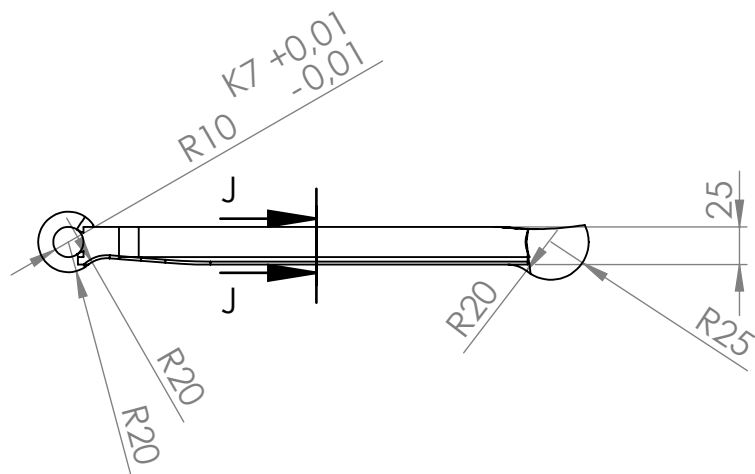
MATERIAL

Aluminio 7075 T5 SN

FIRMA

Iñaki San Martín

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Brazo superior 0032

FECHA

27/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

ESCALA:1:5

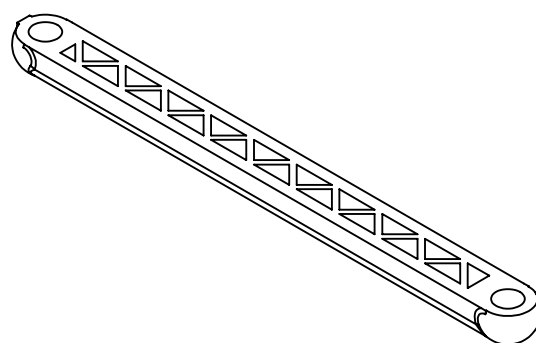
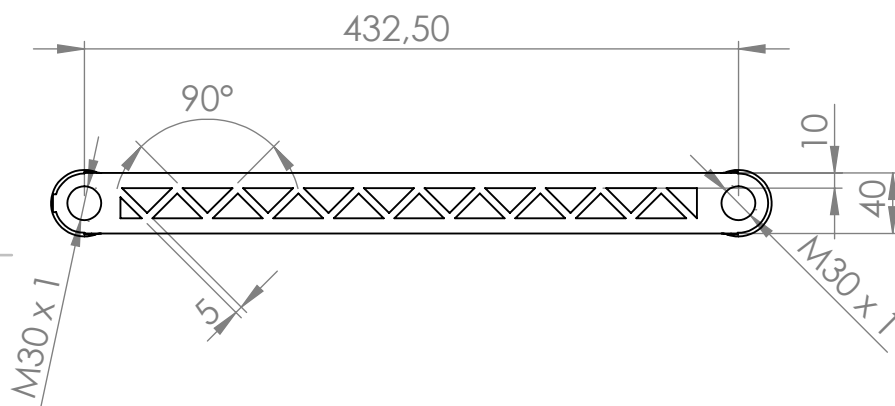
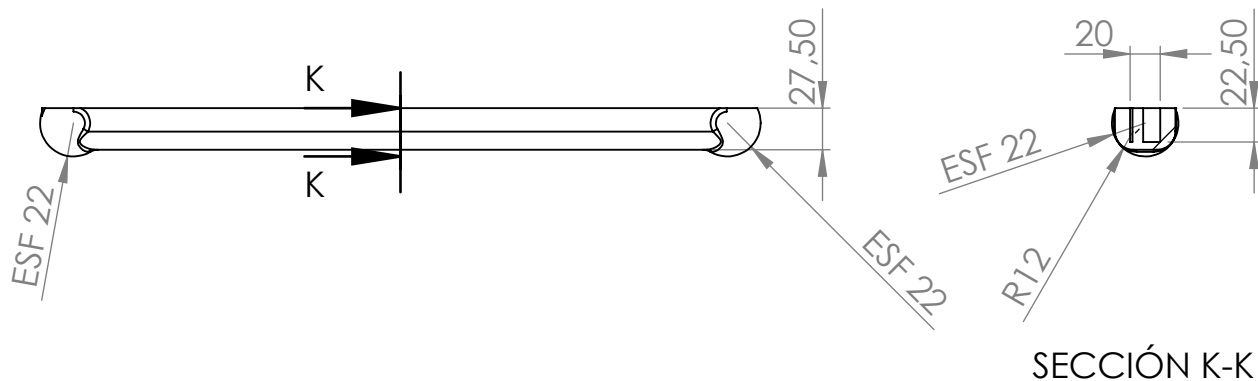
MATERIAL

Acero DIN 1.6580
30CrNiMO8

FIRMA

Iñaki San Martín

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Brazo trasero 0063

FECHA

28/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

ESCALA:1:5

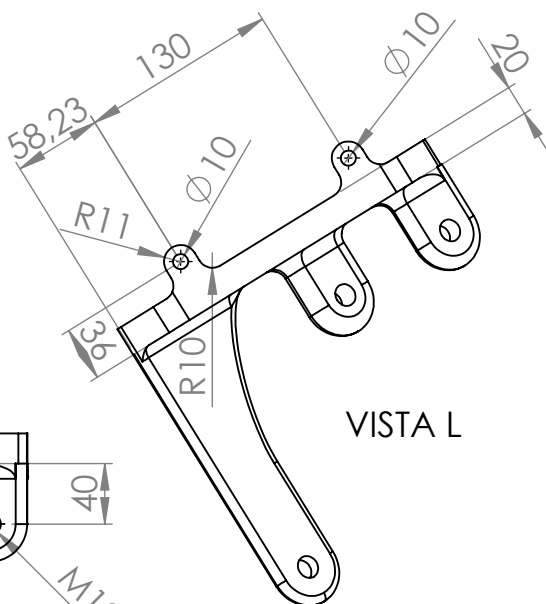
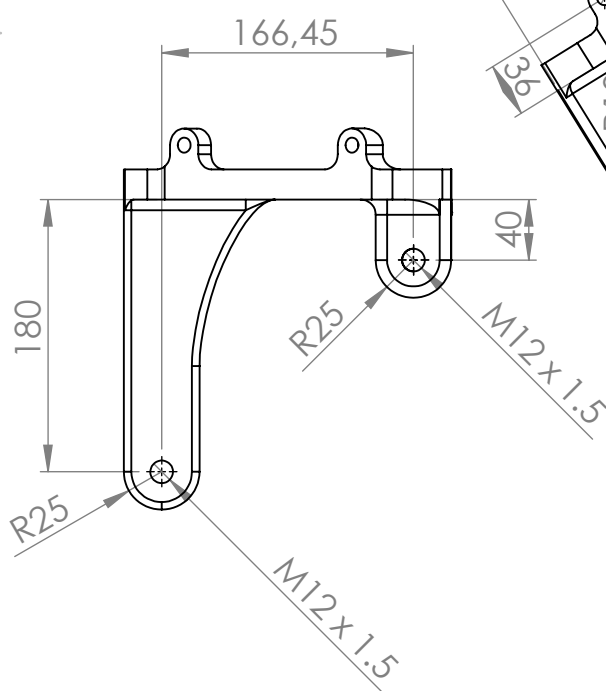
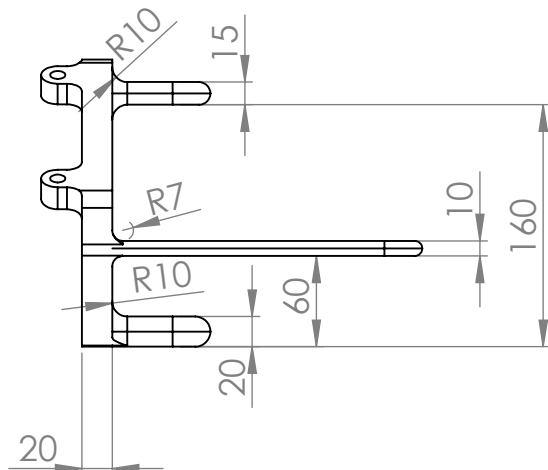
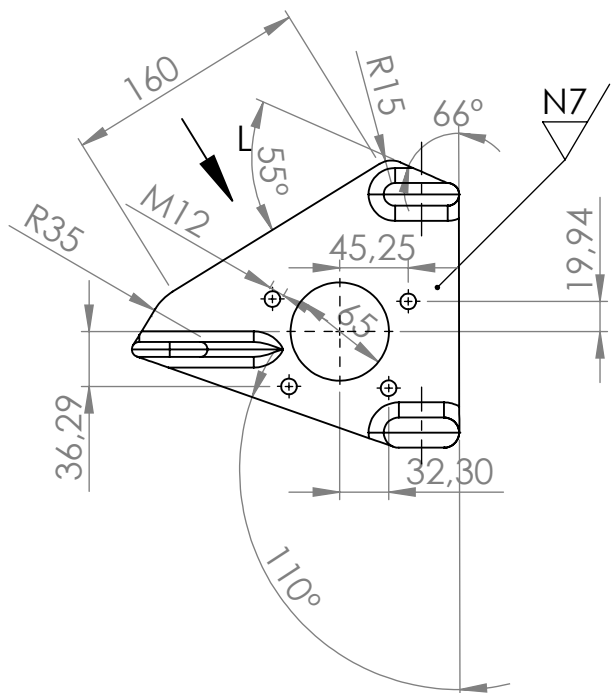
MATERIAL

Acero DIN 1.6580
30CrNiMO8

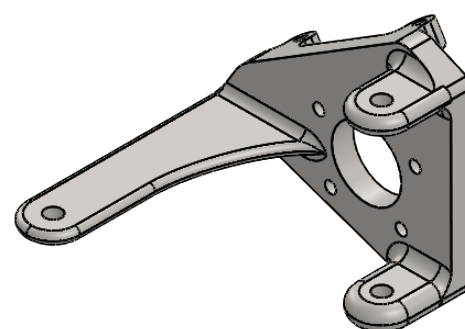
FIRMA

Iñaki San Martín

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa



VISTA L



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Mangueta 0034 izquierda

FECHA

28/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

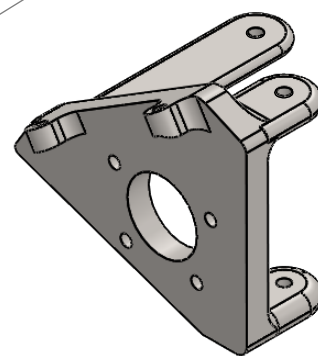
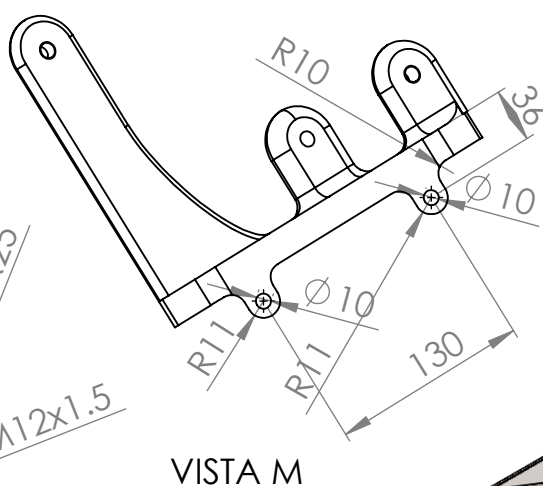
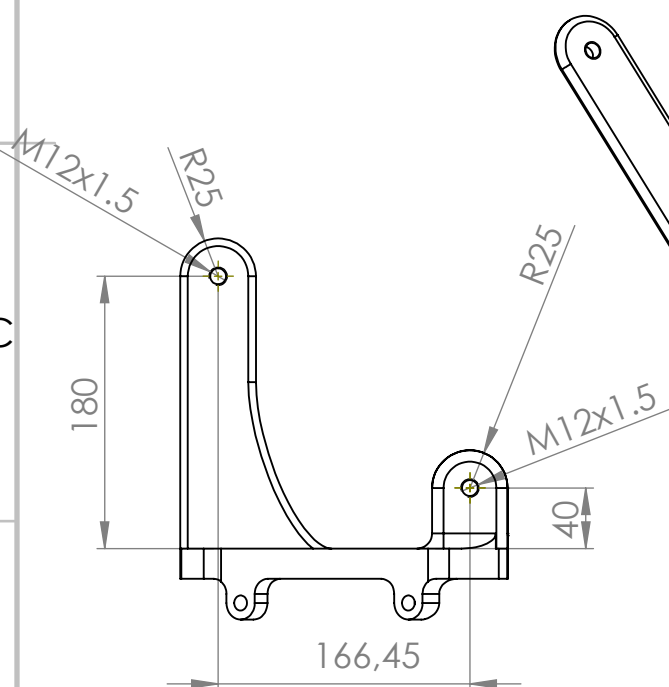
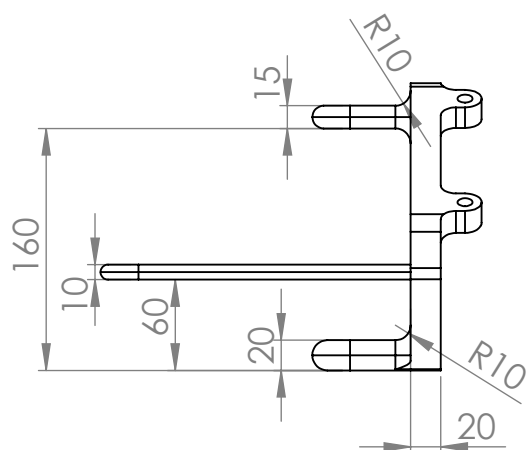
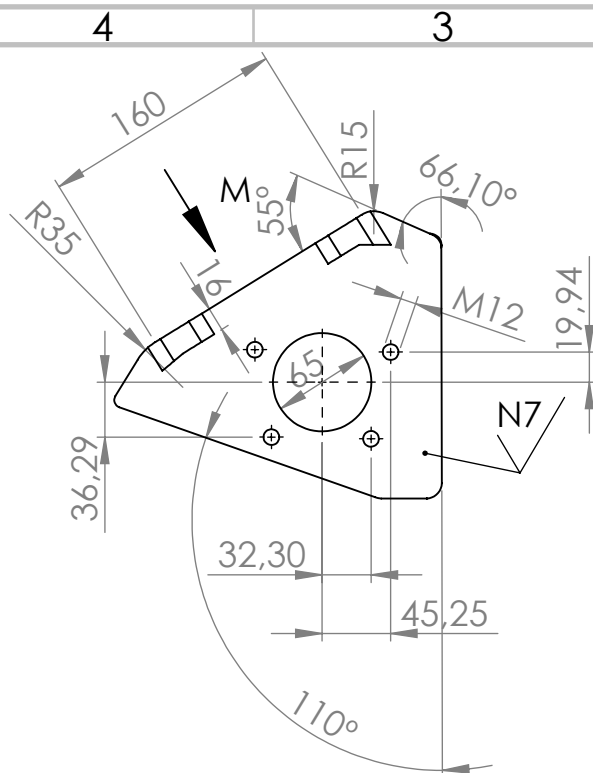
NO CAMBIE LA ESCALA

MATERIAL

Acero DIN 1.6580
30CrNiMO8

FIRMA

Iñaki San Martín



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Mangueta 0034 derecha

FECHA

28/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

ESCALA:1:5

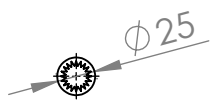
MATERIAL

Acero DIN 1.6580
30CrNiMO8

FIRMA

Iñaki San Martín

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa



* El estriado es una estrella de 20 puntas concentrica con el redondeo. Dint:14mm Dext:20mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N9
TOLERANCIAS: media (m)

REBARBAR Y
ROMPER
ARISTAS
VIVAS

NOMBRE

Torsion bar

FECHA

24/02/2020

AUTOR

IÑAKI SAN MARTIN SAN MARTIN

NO CAMBIE LA ESCALA

MATERIAL

Acero DIN 1.6580
30CrNiMO8

FIRMA

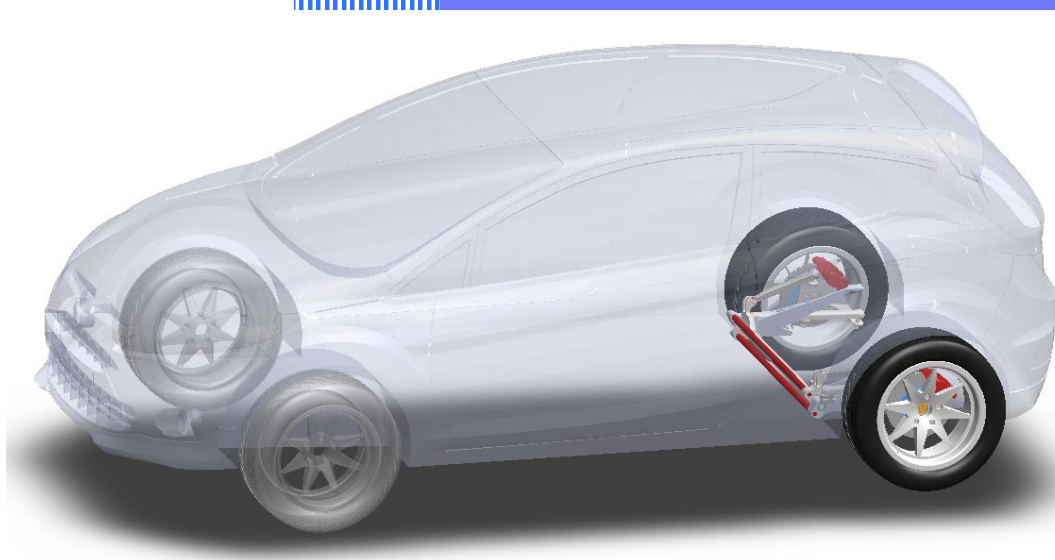
Iñaki San Martín

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

ESCALA:1:5

2020

Anexo



iñaki san martin

Diseño de un sistema de suspensión trasero independiente

Abril-2020

Índice de anexo

1.Ensayo de carga estática.....	2
2.Ensayo de carga y giro.....	32
3.Ensayo de carga, giro y frenado.....	61
4.Ensayo de giro y aceleración.....	88
5.Ensayo de fatiga para giro y aceleración.....	118
6.Hoja características del rodamiento.....	130



Descripción

En este ensayo se somete el sistema de suspensión diseñado a la carga máxima que puede soportar según documentación, la cual es de 890kg. Solo actúa esta, no actúa ninguna otra fuerza ni vertical ni transversal.

En este caso se supone que todo el Sistema es de aluminio para ver cómo se comporta el material.

Simulación de suspension conjunto 1008 carga estatica.

Fecha: jueves, 5 de marzo de 2020
Diseñador: Iñaki San Martín
Nombre de estudio: Análisis estático 2
Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

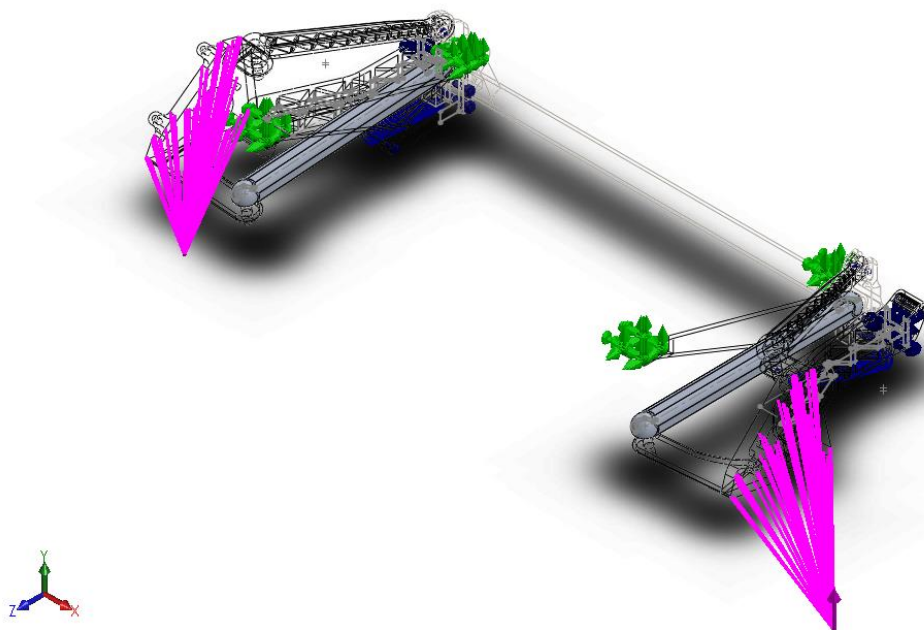
Descripción	2
Suposiciones	3
Información de modelo	3
Propiedades de estudio	9
Unidades	9
Propiedades de material	10
Cargas y sujeciones	12
Definiciones de conector	13
Información de contacto	20
Información de malla	23
Detalles del sensor	26
Fuerzas resultantes	27
Resultados del estudio	28
Conclusión	31



Suposiciones

Para esto se supondrá que el Sistema se sujeta por los puntos destinados para tal fin y las cargas son 4450N verticales por rueda. El material empleado para todo el Sistema es aluminio

Información de modelo

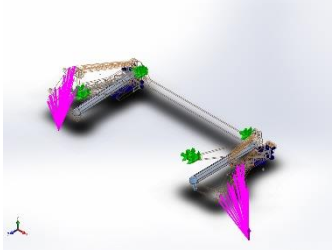


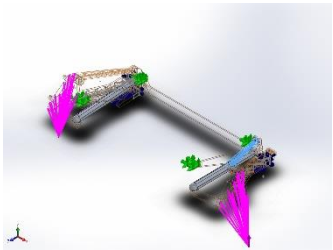
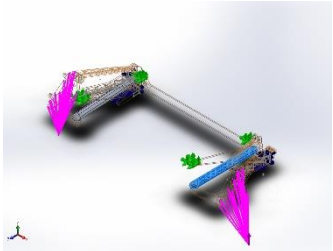
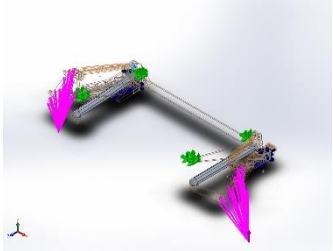
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
----------------------------------	--------------	--------------------------	---

<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.81396 kg Volumen:0.000645536 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7768 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061d.SLDPRT Feb 25 17:57:28 2020</p>
<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.8134 kg Volumen:0.000645339 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7714 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061i.SLDPRT Feb 25 17:57:28 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.065179 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.638754 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.065179 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.638754 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.065179 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.638754 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>

<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.065179 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.638754 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.065179 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.638754 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.065179 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.638754 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:3.38633 kg Volumen:0.0012051 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:33.186 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Subchasis 3000.SLDPR Feb 25 19:05:46 2020</p>
<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:0.515858 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:5.05541 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPR Feb 25 19:05:44 2020</p>

<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:0.515858 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:5.05541 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:0.969099 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:9.49717 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:0.969099 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:9.49717 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0142349 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.139503 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0142349 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:0.139503 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>

<p>Redondeo18</p> 	Sólido	<p>Masa:1.86511 kg Volumen:0.000663739 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:18.2781 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034d.SLDPRT Feb 26 10:29:54 2020</p>
<p>Redondeo20</p> 	Sólido	<p>Masa:1.86966 kg Volumen:0.000665358 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:18.3226 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034i.SLDPRT Feb 26 10:30:02 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.168156 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.64793 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR T Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.168156 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.64793 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR T Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Redondeo1</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03037 kg Volumen:0.000366679 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.0976 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interio ir.SLDPRT Feb 25 17:22:40 2020</p>

<p>Redondeo4</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03528 kg Volumen:0.000368427 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.1457 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interior.SLDPR Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPR Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPR Feb 25 17:22:40 2020</p>

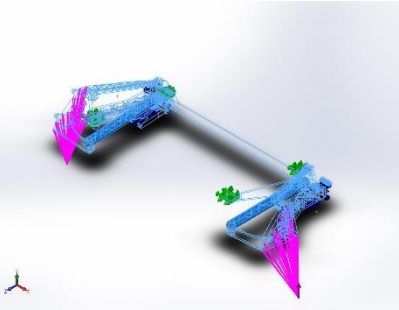
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 2
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (E:\TFG\conjunto tlr\caitta)

Unidades

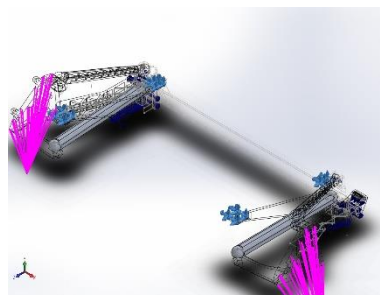
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

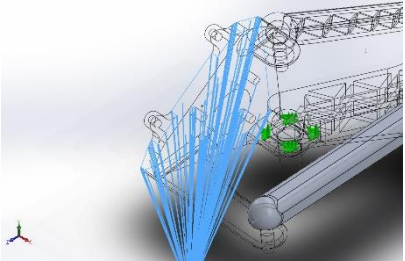
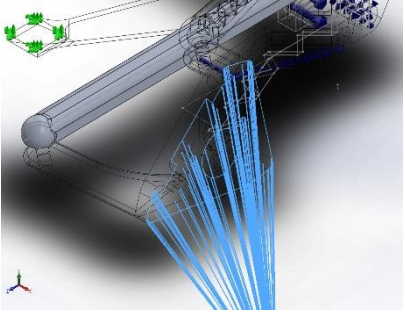
Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: 7075-T6 (SN) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 5.05e+008 N/m ² Límite de tracción: 5.7e+008 N/m ² Módulo elástico: 7.2e+010 N/m ² Coefficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2810 kg/m ³ Módulo cortante: 2.69e+010 N/m ² Coefficiente de dilatación térmica: 2.36e-005 / Kelvin	Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061d-1), Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061i-1), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-2), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-3), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-5), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-6), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-7), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-9), Sólido 1(Redondeo7)(Subchasis 3000-1), Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-1), Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-2), Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-2), Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-3), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-2), Sólido 1(Redondeo18)(mangueta 0034d-3), Sólido 1(Redondeo20)(mangueta 0034i-2), Sólido 1(Revolución1)(part102-1), Sólido 1(Revolución1)(part102-2), Sólido 1(Redondeo1)(soporte interior ir-1),

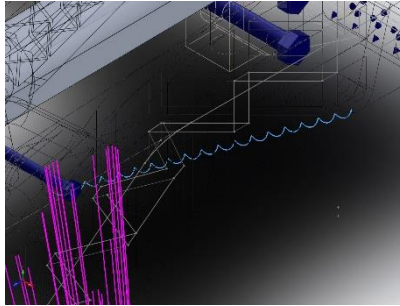
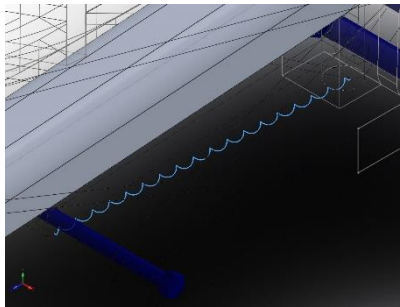
		Sólido 1(Redondeo4)(soporte interior-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-2)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

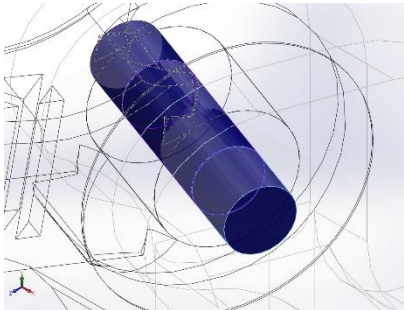
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-0.0365367	-8900.1	-0.00722122	8900.1	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Carga/Masa remota (conexión rígida)-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: ---, 4450, --- N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: -700 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza
Carga/Masa remota (conexión rígida)-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: ---, 4450, --- N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: 720 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza

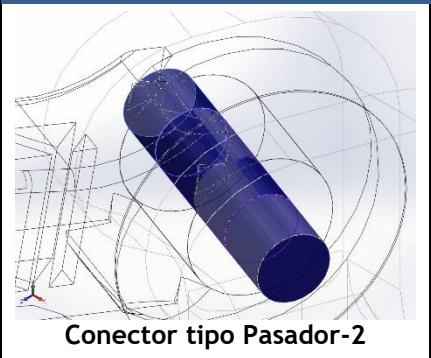
Definiciones de conector

Nombre de conector	Detalles del conector	Imagen del conector
Conector tipo Muelle-1	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 37440 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 <p>Conector tipo Muelle-1</p>
Conector tipo Muelle-2	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 37440 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 <p>Conector tipo Muelle-2</p>

Conector de pasador/perno/rodamiento

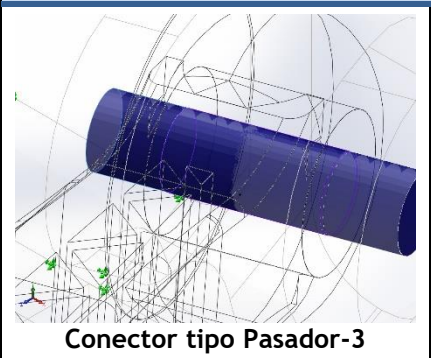
Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia
 <p>Conector tipo Pasador-1</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	No hay datos
Fuerzas del conector		

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-243.83	0.032355	-88.745	-259.48
Fuerza cortante (N)	-1715.8	2251	4715	5499.3
Torsión (N.m)	1.4724e-007	-1.9538e-011	5.359e-008	1.5669e-007
Momento flector (N.m)	2.2767	-4.1565	-6.2567	7.849

 <p>Conector tipo Pasador-2</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

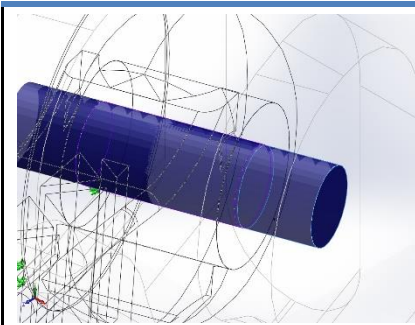
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-220.53	0.029263	-80.264	234.68
Fuerza cortante (N)	-299.81	-1742.6	823.1	1950.4
Torsión (N.m)	-1.9624e-007	2.6039e-011	-7.1423e-008	2.0883e-007
Momento flector (N.m)	2.7055	-4.0341	-7.435	8.8811

 <p>Conector tipo Pasador-3</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-523.7	-0.069506	190.61	557.31
Fuerza cortante (N)	186.16	332.84	511.6	638.1
Torsión (N.m)	3.0186e-008	4.0063e-012	-1.0987e-008	-3.2123e-008
Momento flector (N.m)	2.213	-1.0315	6.0799	6.5518



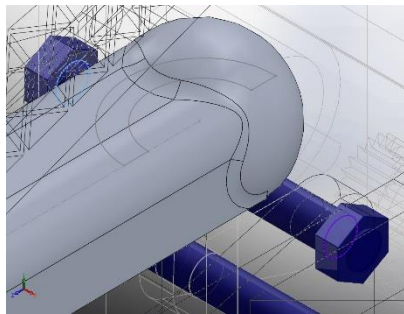
Conector tipo Pasador-4

Entidades: 2 cara(s)
Tipo: Pasador
Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación)
Valor de rigidez rotacional: 0
Unidades: SI

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	256.1	0.033983	-93.211	272.53
Fuerza cortante (N)	478.23	-2890	1312.9	3210.1
Torsión (N.m)	4.5436e-008	6.0291e-012	-1.6537e-008	4.8351e-008
Momento flector (N.m)	6.3387	11.388	17.42	21.756



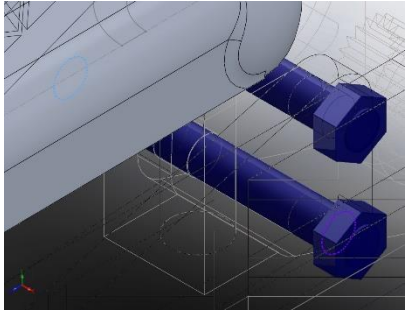
Refrentado con tuerca-1

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

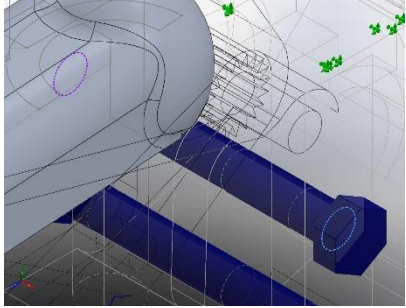
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-114.14	0	0	114.14
Fuerza cortante (N)	0	-36.374	18.322	40.728
Momento flector (N.m)	0	-0.53415	-1.6726	1.7558

 <p>Refrentado con tuerca-2</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

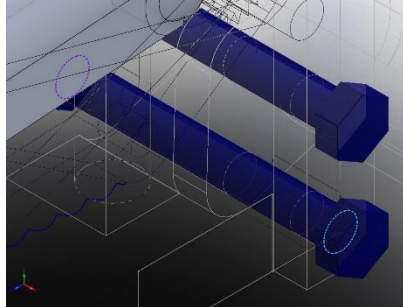
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-154.97	0	0	154.97
Fuerza cortante (N)	0	-15.511	-28.047	32.051
Momento flector (N.m)	0	1.0273	-0.54506	1.163

 <p>Refrentado con tuerca-3</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-47.817	-0	-0	-47.817
Fuerza cortante (N)	0	-43.417	21.528	48.462
Momento flector (N.m)	0	0.69966	2.0113	2.1295



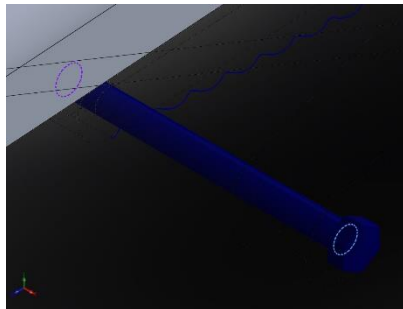
Refrentado con tuerca-4

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	134.25	0	0	134.25
Fuerza cortante (N)	0	-16.378	-38.755	42.074
Momento flector (N.m)	0	-1.3884	0.60137	1.5131



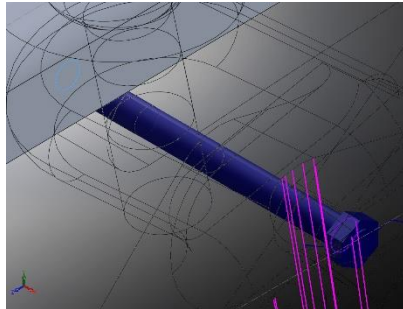
Refrentado con tuerca-5

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 9 mm
Diámetro de tuerca: 9 mm
Diámetro del vástago nominal: 6
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-29586	-0	-0	-29586
Fuerza cortante (N)	0	-229.48	-28.213	231.2
Momento flector (N.m)	0	-1.1289	7.9231	8.0032



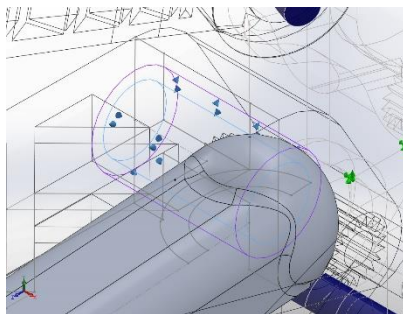
Refrentado con tuerca-6

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 9 mm
Diámetro de tuerca: 9 mm
Diámetro del vástago nominal: 6
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	65842	-0	-0	-65842
Fuerza cortante (N)	0	-228.39	31.662	230.57
Momento flector (N.m)	0	-0.10748	-7.5865	7.5872



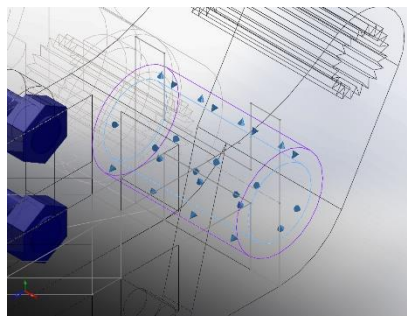
Conector de apoyo - 1

Entidades: 2 cara(s)
Tipo: Rodamiento

No hay datos

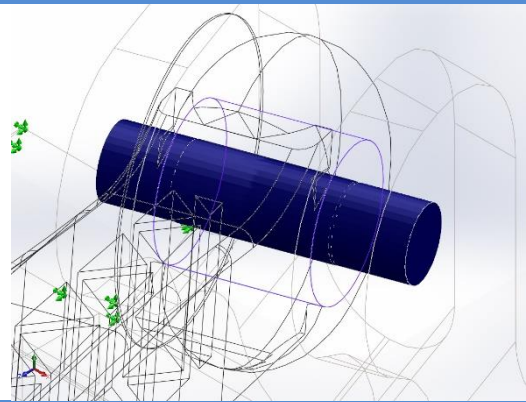
Fuerzas del conector

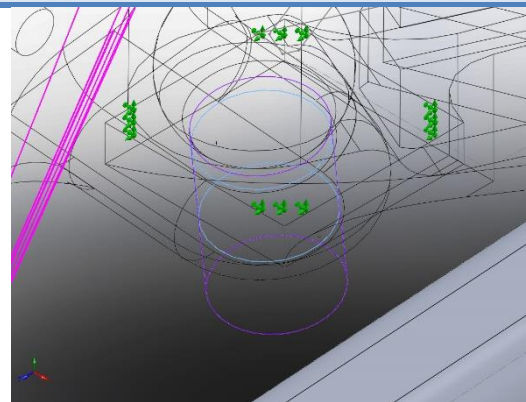
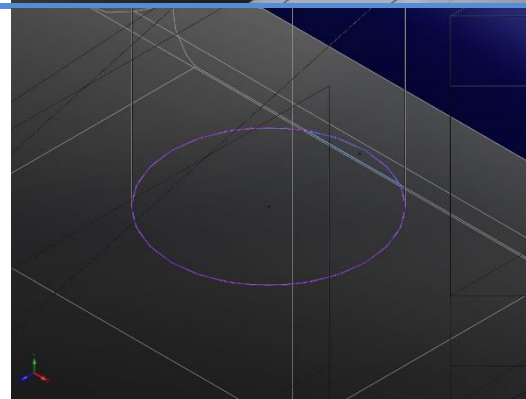
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	2702	0	0	2702
Fuerza cortante (N)	0	-4037.4	-2285.8	4639.6
Momento flector (N.m)	0	300.6	593.17	664.99

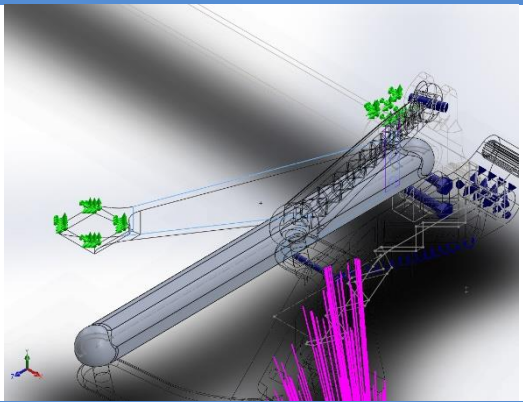
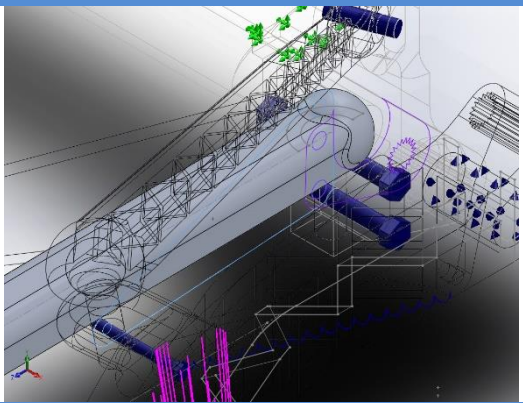
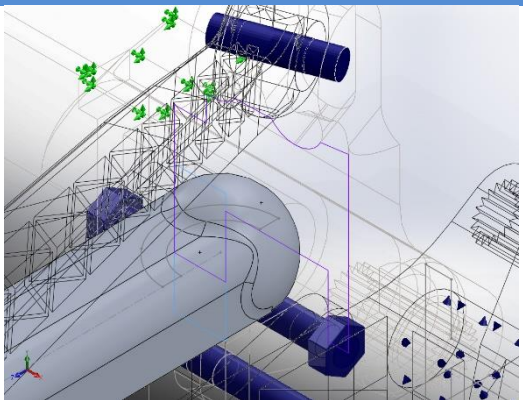
	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
Conector de apoyo - 2		

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-2628.3	0	0	2628.3
Fuerza cortante (N)	0	-3512.9	-1558.4	3843
Momento flector (N.m)	0	-285.34	-586.2	651.96

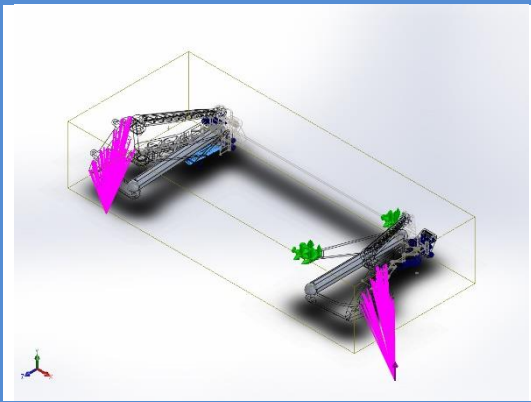
Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto		
Contacto-20		<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Valor de fricción: 0.05</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>		
Fuerza de contacto/rozamiento				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de contacto(N)	-7.7272E-014	1.7053E-013	-3.6948E-013	4.1421E-013
Fuerza de fricción(N)	-1.3323E-014	-3.2307E-014	-4.9738E-014	6.0788E-014

Contacto-21		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>
Contacto-22		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>

Contacto-23		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-24		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-25		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)

Contacto global



Tipo: Unión rígida
Componentes: 1
componente(s)
Opciones: Mallado
compatible

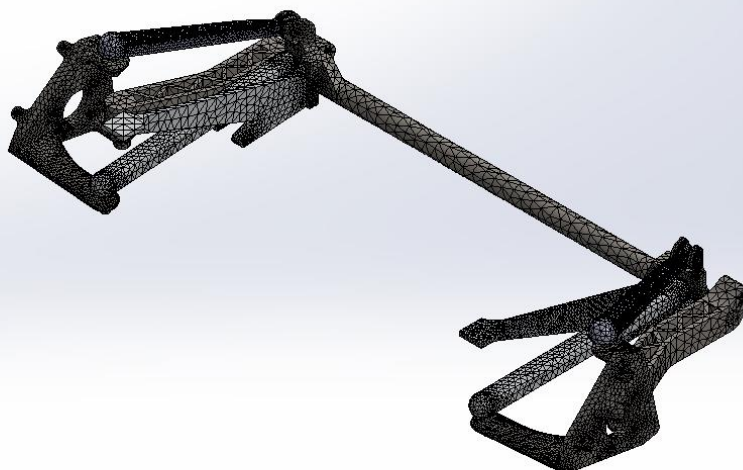
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	21.2703 mm
Tamaño mínimo del elemento	4.25407 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

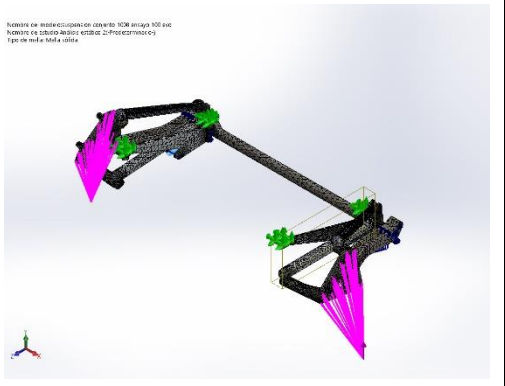
Información de malla - Detalles

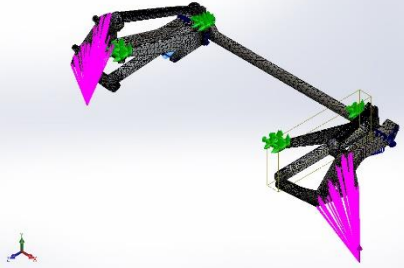
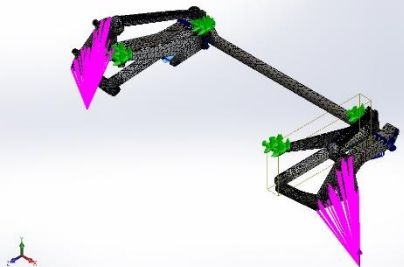
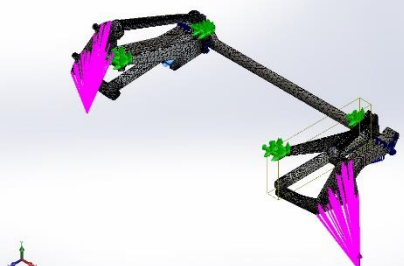
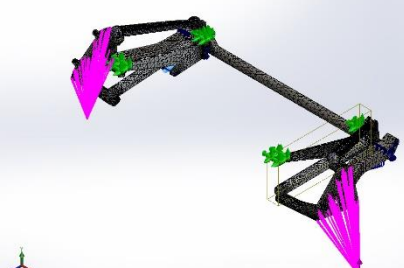
Número total de nodos	192813
Número total de elementos	112014
Cociente máximo de aspecto	597.2
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	88.6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.26
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:31
Nombre de computadora:	

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático 2(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida

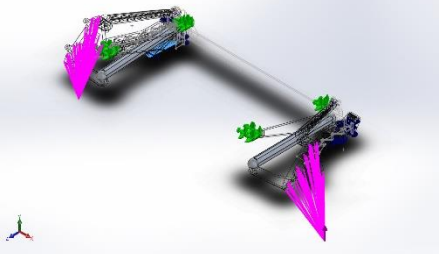
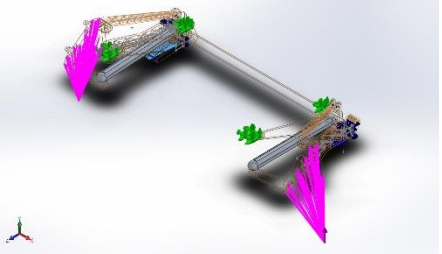
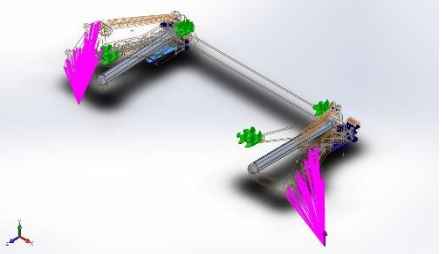


Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1	 <p>Nombre de control: Control-1 Tipo de malla: Malla sólida</p>	<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coficiente: 1.5</p>

Control-2	<p>Numero de instanciaciones en conjunto 108 en lazo 100 evo Numero de subgrupos: entidad 2-Procedimiento(s) Tipo de media: Media única</p> 	<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coeficiente: 1.5</p>
Control-3	<p>Numero de instanciaciones en conjunto 108 en lazo 100 evo Numero de subgrupos: entidad 2-Procedimiento(s) Tipo de media: Media única</p> 	<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coeficiente: 1.5</p>
Control-4	<p>Numero de instanciaciones en conjunto 108 en lazo 100 evo Numero de subgrupos: entidad 2-Procedimiento(s) Tipo de media: Media única</p> 	<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coeficiente: 1.5</p>
Control-5	<p>Numero de instanciaciones en conjunto 108 en lazo 100 evo Numero de subgrupos: entidad 2-Procedimiento(s) Tipo de media: Media única</p> 	<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coeficiente: 1.5</p>

Detalles del sensor

Nombre del sensor	Ubicación	Detalles del sensor
Tensión1		<p>Valor: 8.84591e+008 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión2		<p>Valor: 8.84591e+008 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión3		<p>Valor: 8.84591e+008 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0.0365367	-8900.1	-0.00722122	8900.1

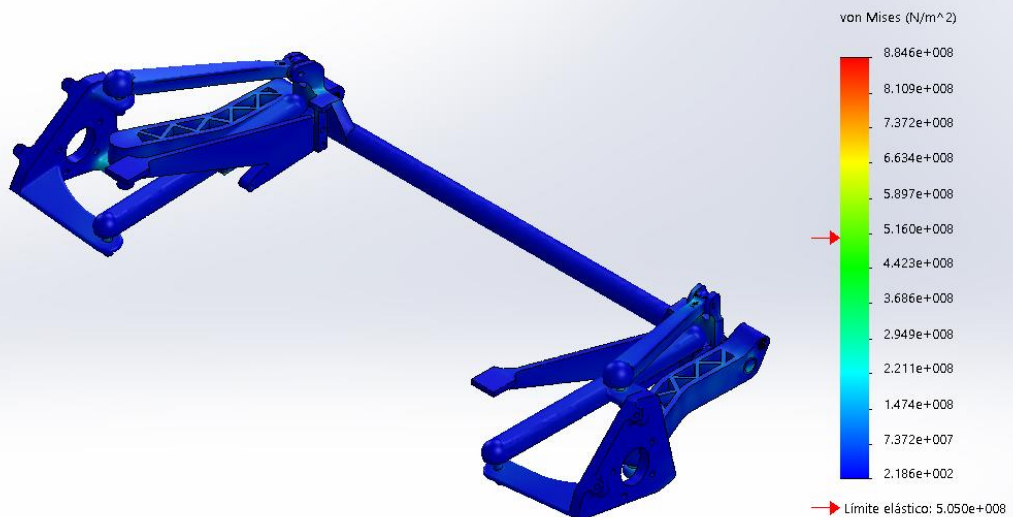
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	218.643 N/m ² Nodo: 101156	8.84591e+008 N/m ² Nodo: 167756

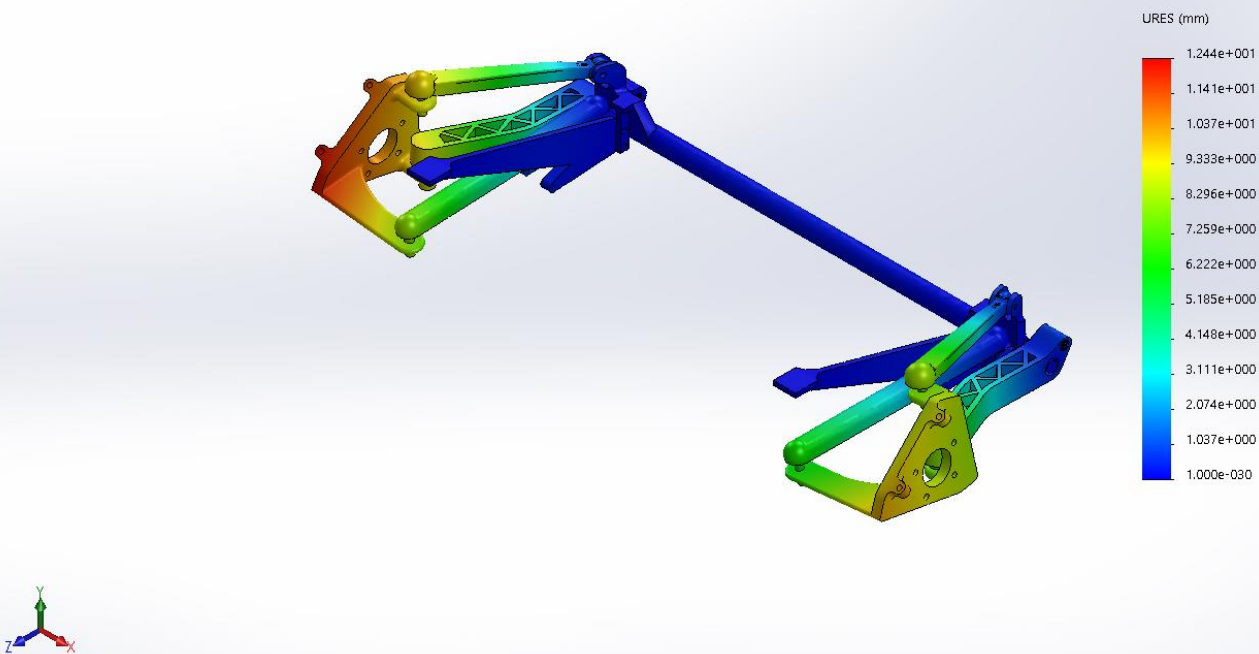
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático 2(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático 2-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 18823	12.4437 mm Nodo: 125672

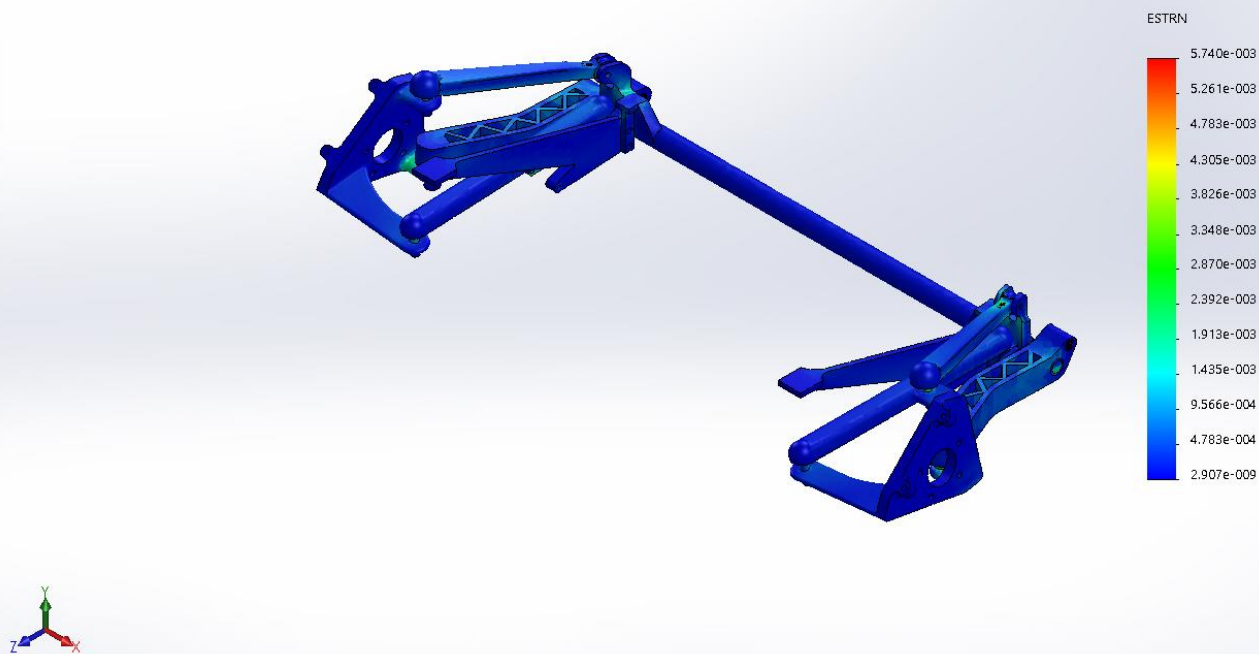
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático 2(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático 2-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.90717e-009 Elemento: 60109	0.00573964 Elemento: 15051

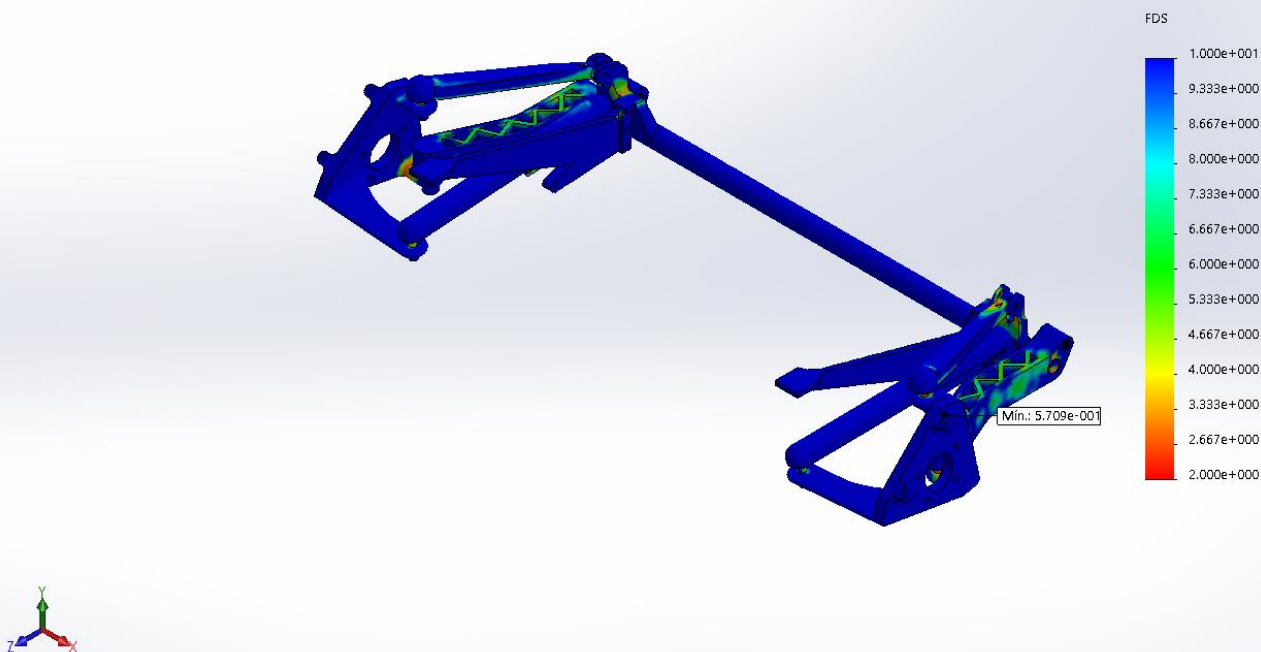
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático 2(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático 2-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	0.570885 Nodo: 167756	2.3097e+006 Nodo: 101156

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático 2(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.57



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático 2-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Conclusión

Como conclusion se puede decir que el Sistema presenta un buen comportamiento en esta simulacion. Las tensiones a las que se ven sometidos los principales componentes son inferiores al límite elástico del material y las deformaciones y desplazamientos no son elevados.



Simulación de suspension conjunto 1008 ensayo giro

Fecha: jueves, 27 de febrero de 2020

Diseñador: Iñaki San Martin

Nombre de estudio: Análisis estático
giro+acelera

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

Descripción	32
Suposiciones	33
Información de modelo	33
Propiedades de estudio	39
Unidades	39
Propiedades de material	40
Cargas y sujeciones	42
Definiciones de conector	43
Información de contacto	50
Información de malla	52
Detalles del sensor	55
Fuerzas resultantes	56
Resultados del estudio	57
Conclusión	60

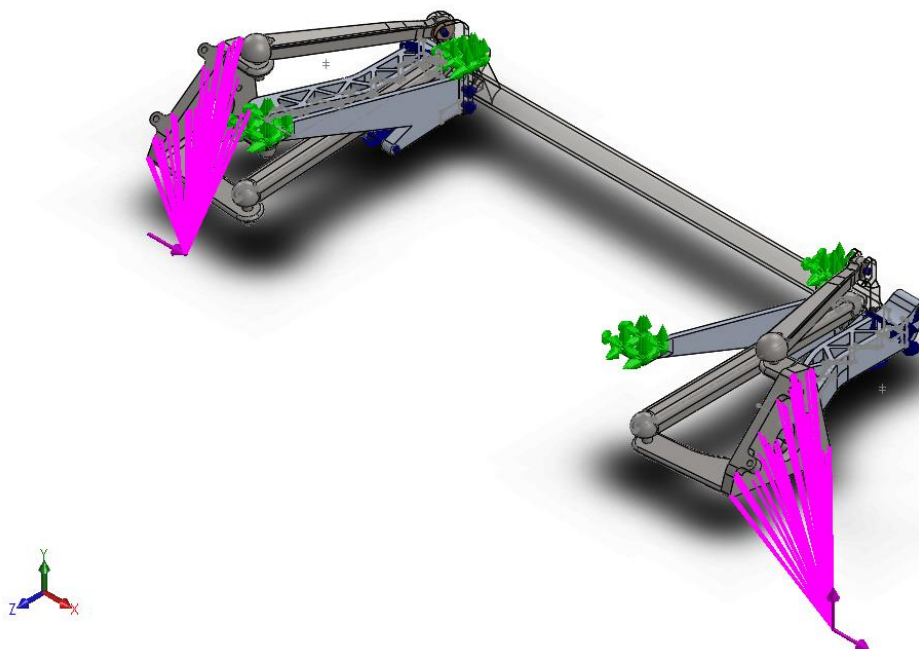
Descripción

Este ensayo supone que el vehiculo esta realizando un giro al mismo tiempo que soporta la masa maxima permitida de 890kg. En cuanto al giro, se produce una aceleracion lateral de 6m/s^2 , cuyas fuerzas seran soportadas por el Sistema.

Suposiciones

Se supone que el Sistema está sujeto por los puntos destinados a ello. En cuanto a las fuerzas, soporta una fuerza vertical total de 8900N y una transversal de 3829 N. el Sistema tiene piezas de diferentes materiales, como acero y aluminio, los cuales se indican en los siguientes puntos.

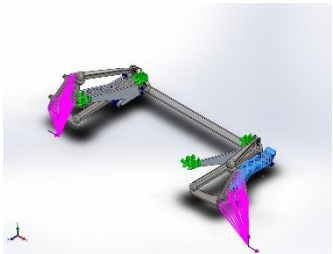
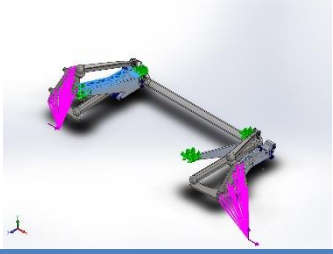
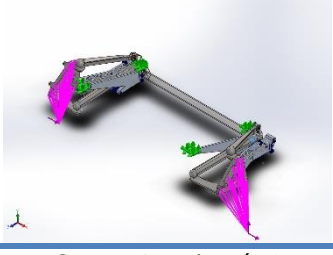
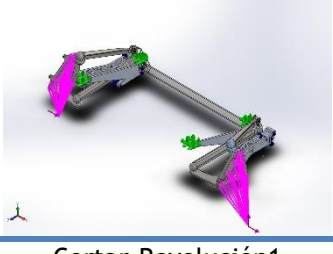
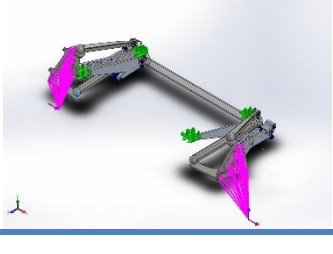
Información de modelo

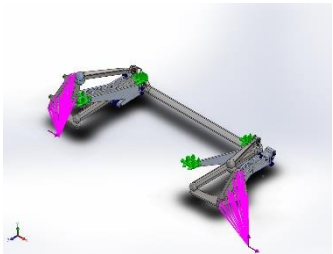
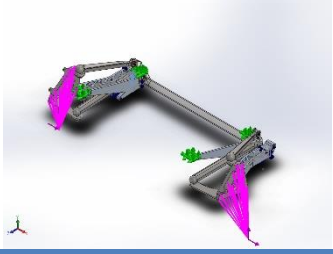
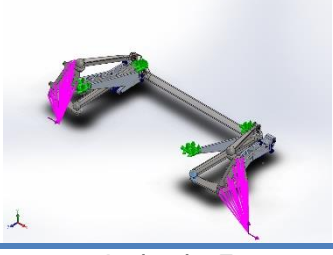
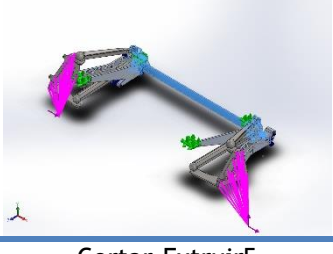
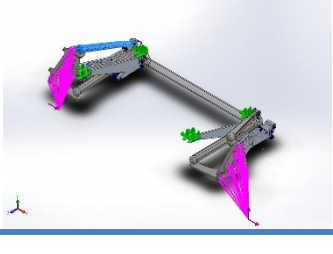


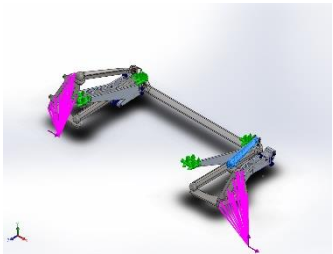
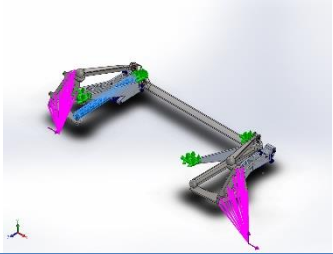
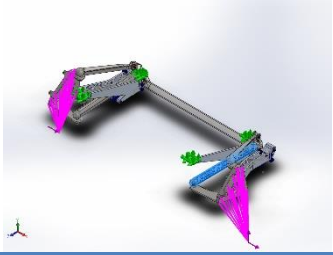
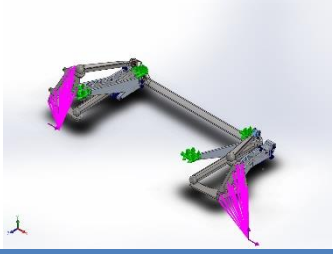
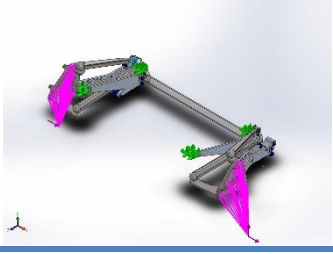
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Configuración actual: Predeterminado

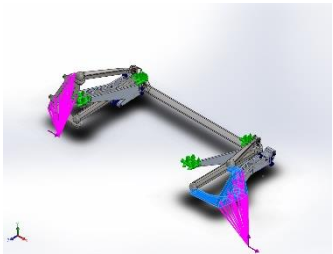
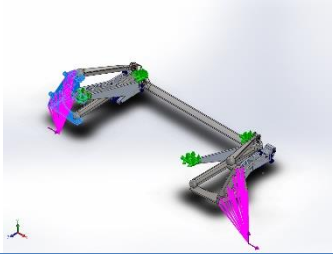
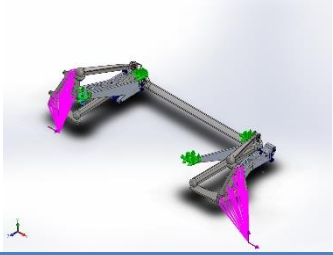
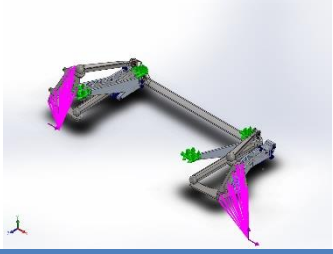
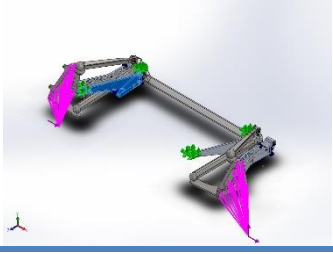
Sólidos

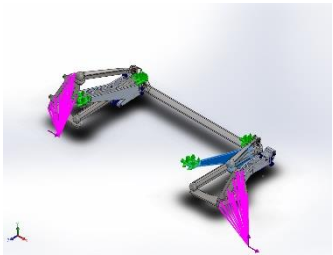
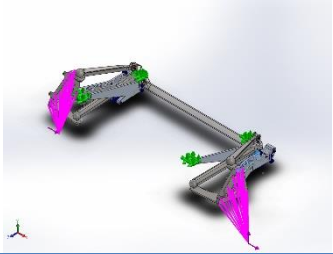
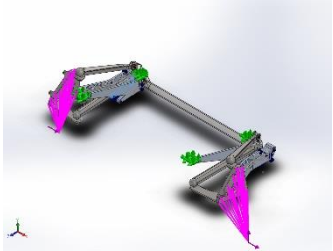
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
----------------------------------	--------------	--------------------------	---

<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.81396 kg Volumen:0.000645536 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7768 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061d.SLDPRT Feb 25 17:57:28 2020</p>
<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.8134 kg Volumen:0.000645339 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7714 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061i.SLDPRT Feb 25 17:57:28 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>

<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77306 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:9.39977 kg Volumen:0.0012051 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:92.1178 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Subchasis 3000.SLDPRT Feb 25 19:05:46 2020</p>
<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>

<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>

<p>Redondeo18</p> 	Sólido	<p>Masa:5.17717 kg Volumen:0.000663739 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.7363 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034d.SLDPRT Feb 26 10:29:54 2020</p>
<p>Redondeo20</p> 	Sólido	<p>Masa:5.1898 kg Volumen:0.000665358 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.86 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034i.SLDPRT Feb 26 10:30:02 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR T Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR T Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Redondeo1</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03037 kg Volumen:0.000366679 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.0976 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interio ir.SLDPRT Feb 25 17:22:40 2020</p>

<p>Redondeo4</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03528 kg Volumen:0.000368427 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.1457 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interior.SLDPRT Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPRT Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPRT Feb 25 17:22:40 2020</p>

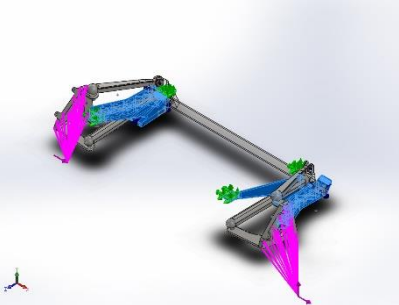
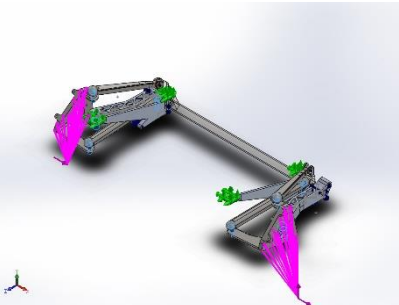
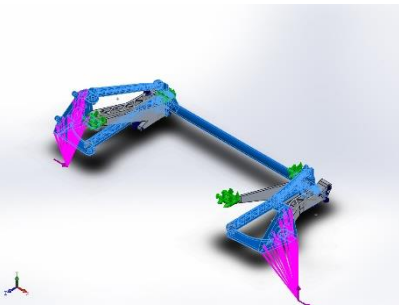
Propiedades de estudio

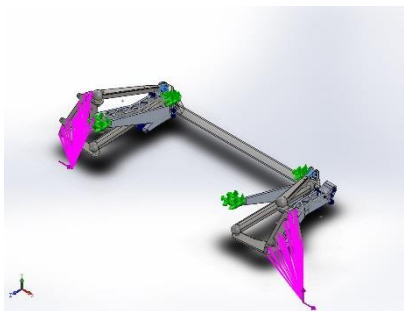
Nombre de estudio	Análisis estático giro+acelera
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (E:\TFG\conjunto tlr\caitta)

Unidades

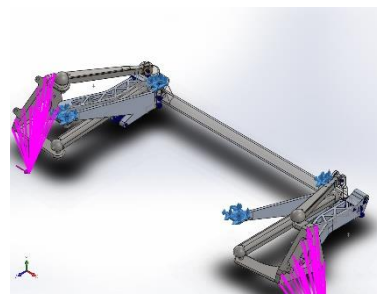
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

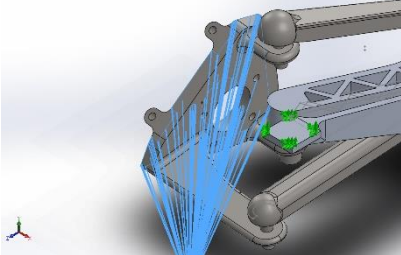
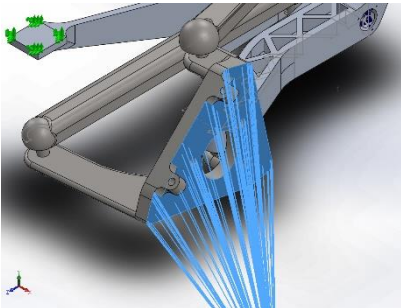
Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 7075-T6 (SN)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 5.05e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.7e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 7.2e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 2810 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 2.69e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 2.36e-005 / Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061d-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061i-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo1)(soporte interior ir-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo4)(soporte interior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-2)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: 1.6773 (36NiCrMo16)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 1.05e+009 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.25e+009 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 / Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-2),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-3),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-5),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-6),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-7),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-9),</p> <p>Sólido 1(Revolución1)(part102-1),</p> <p>Sólido 1(Revolución1)(part102-2)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: 1.6580 (30CrNiMo8)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 1.05e+009 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.25e+009 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.12e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p>	<p>Sólido 1(Redondeo7)(Subchasis 3000-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-2),</p> <p>Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-2),</p>

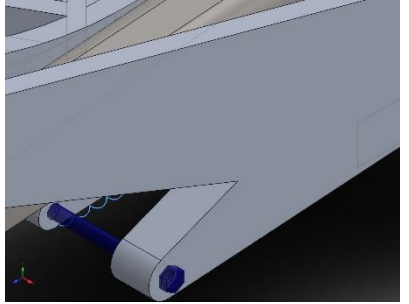
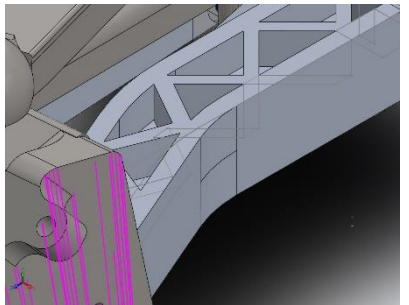
	Módulo cortante: 7.9e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin	Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-3), Sólido 1(Redondeo18)(mangueta 0034d-3), Sólido 1(Redondeo20)(mangueta 0034i-2)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: 2.1030 (CuSn8P) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 2.5e+008 N/m ² Límite de tracción: 4.5e+008 N/m ² Módulo elástico: 9e+010 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 8800 kg/m ³ Módulo cortante: 3.3e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.7e-005 /Kelvin	Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-2)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

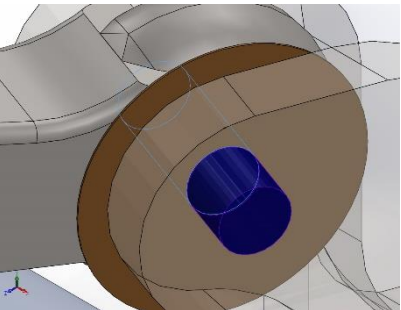
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-3829.37	-9849.71	0.45093	10567.9	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Carga/Masa remota (conexión rígida)-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: 3282.44, 6613.44, --- N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: -700 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza
Carga/Masa remota (conexión rígida)-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: 547.073, 3237.7, --- N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: 720 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza

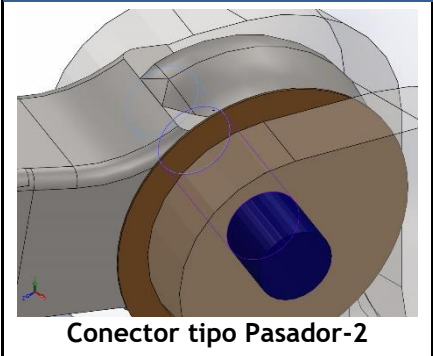
Definiciones de conector

Nombre de conector	Detalles del conector	Imagen del conector
Conector tipo Muelle-1	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 37440 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 <p>Conector tipo Muelle-1</p>
Conector tipo Muelle-2	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 37440 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 <p>Conector tipo Muelle-2</p>

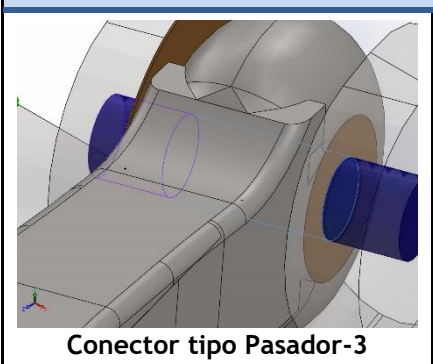
Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia
 <p>Conector tipo Pasador-1</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	No hay datos
Fuerzas del conector		

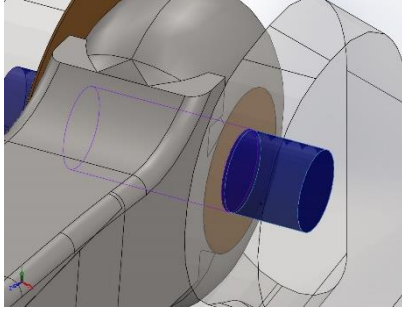
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	423.04	-0.056136	153.97	-450.19
Fuerza cortante (N)	2638.6	-1156.4	-7250.1	7801.5
Torsión (N.m)	-5.1071e-008	6.7768e-012	-1.8588e-008	5.4348e-008
Momento flector (N.m)	0.52872	130.14	-1.4052	130.15

 <p>Conector tipo Pasador-2</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-246.12	0.032643	-89.582	261.92
Fuerza cortante (N)	-916.62	-916.05	2518	2831.9
Torsión (N.m)	2.6496e-007	-3.5141e-011	9.6437e-008	-2.8196e-007
Momento flector (N.m)	5.6516	-11.512	-15.532	20.142

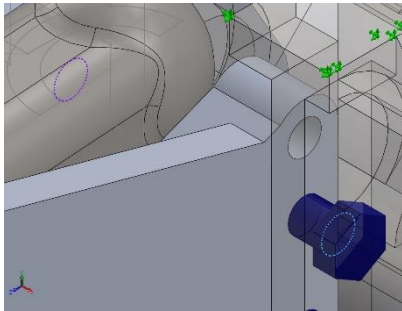
 <p>Conector tipo Pasador-3</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	179.35	0.023801	-65.278	190.86
Fuerza cortante (N)	-635.1	1025.4	-1744.5	2120.9
Torsión (N.m)	-3.0607e-007	-4.0617e-011	1.114e-007	-3.2571e-007
Momento flector (N.m)	-7.1422	-18.677	-19.63	28.021

 <p>Conector tipo Pasador-4</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

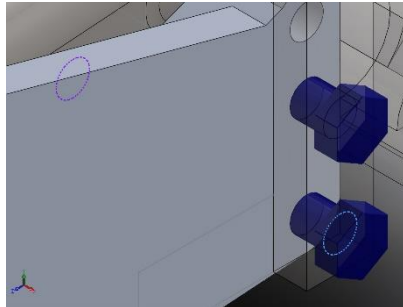
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-210	-0.027869	76.434	-223.48
Fuerza cortante (N)	1721.7	-11326	4726.4	12393
Torsión (N.m)	-1.5487e-007	-2.0553e-011	5.6367e-008	-1.6481e-007
Momento flector (N.m)	-4.7123	-28.421	-12.958	31.589

 <p>Refrentado con tuerca-1</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-1030	-0	-0	-1030
Fuerza cortante (N)	0	-84.832	22.79	87.84
Momento flector (N.m)	0	0.92058	3.8842	3.9918



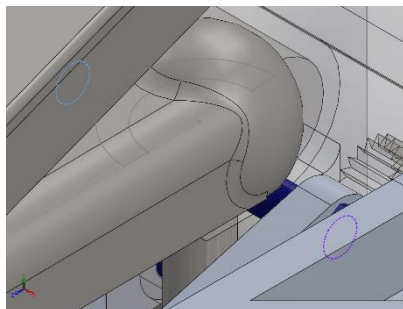
Refrentado con tuerca-2

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-284.23	-0	-0	-284.23
Fuerza cortante (N)	0	-23.867	-47.812	53.438
Momento flector (N.m)	0	-1.7793	0.99117	2.0367



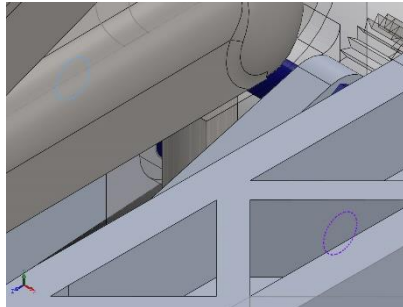
Refrentado con tuerca-3

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-222.16	0	0	222.16
Fuerza cortante (N)	0	-9.5289	-0.443	9.5392
Momento flector (N.m)	0	0.18265	-0.51251	0.54409



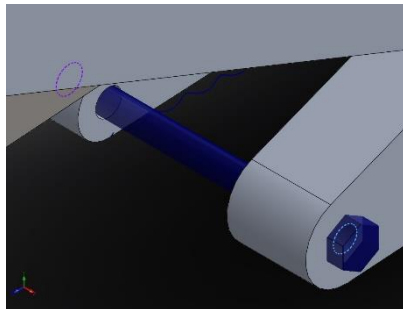
Refrentado con tuerca-4

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-205.53	0	0	205.53
Fuerza cortante (N)	0	2.6501	-11.427	11.73
Momento flector (N.m)	0	0.34282	0.13419	0.36814



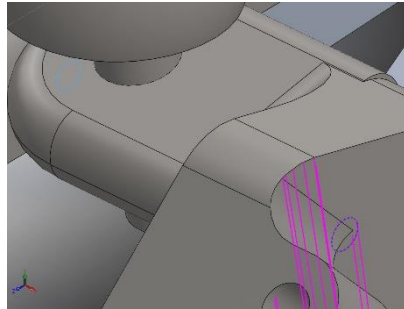
Refrentado con tuerca-5

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 9 mm
Diámetro de tuerca: 9 mm
Diámetro del vástago nominal: 6
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-28114	-0	-0	-28114
Fuerza cortante (N)	0	-244.98	-29.84	246.79
Momento flector (N.m)	0	-1.1503	8.5335	8.6106



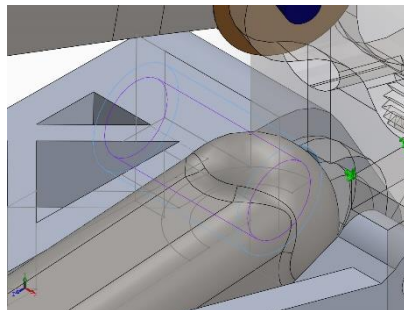
Refrentado con tuerca-6

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 9 mm
Diámetro de tuerca: 9 mm
Diámetro del vástago nominal: 6
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	27727	-0	-0	-27727
Fuerza cortante (N)	0	-165.74	-19.05	166.83
Momento flector (N.m)	0	0.74326	-5.4688	5.5191



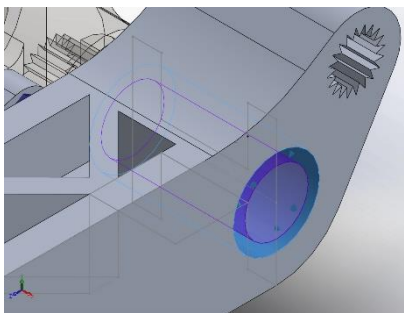
Conector de apoyo - 1

Entidades: 2 cara(s)
Tipo: Rodamiento

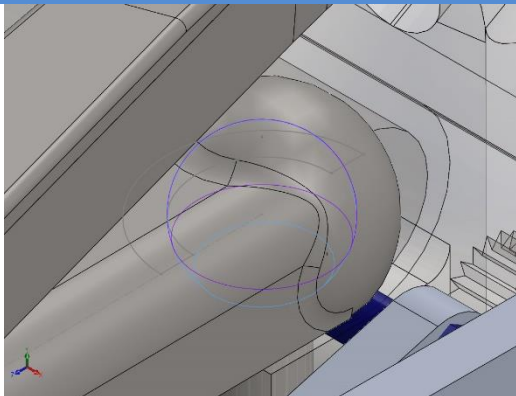
No hay datos

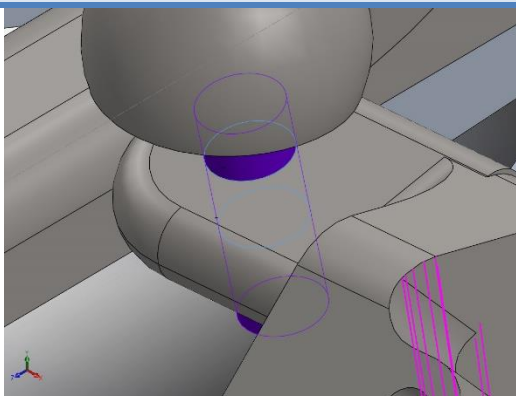
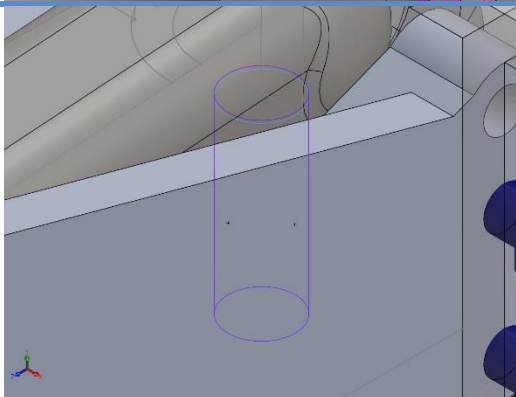
Fuerzas del conector

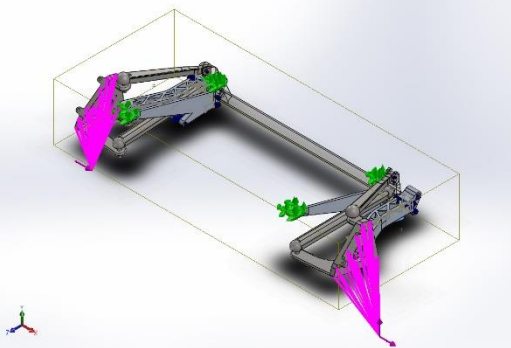
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-1676.3	0	0	1676.3
Fuerza cortante (N)	0	3802.2	11126	11757
Momento flector (N.m)	0	0.11141	-0.038074	0.11773

 <p>Conector de apoyo - 2</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento</p>	<p>No hay datos</p>		
<p>Fuerzas del conector</p>				
<p>Tipo</p>	<p>Componente X</p>	<p>Componente Y</p>	<p>Componente Z</p>	<p>Resultante</p>
<p>Fuerza axial (N)</p>	<p>4115.9</p>	<p>0</p>	<p>0</p>	<p>4115.9</p>
<p>Fuerza cortante (N)</p>	<p>0</p>	<p>2601.4</p>	<p>-3959.4</p>	<p>4737.5</p>
<p>Momento flector (N.m)</p>	<p>0</p>	<p>0.039648</p>	<p>0.026049</p>	<p>0.04744</p>

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto		
Contacto-62		<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Avanzado: Nudo a superficie</p>		
Fuerza de contacto/rozamiento				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de contacto(N)	1.1324E-012	4.6896E-013	-6.5015E-013	1.3874E-012

Contacto-63		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>
Contacto-64		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>

<p>Contacto global</p>	 <p>A 3D CAD model of a mechanical assembly, possibly a suspension system, is shown within a transparent yellow wireframe box. The model consists of several grey components connected by joints. Two specific areas of the model are highlighted with a bright pink mesh, indicating regions of interest for a global contact analysis. The background is a light blue gradient.</p>	<p>Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible</p>
------------------------	--	--

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	22.8963 mm
Tamaño mínimo del elemento	1.8317 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Activar

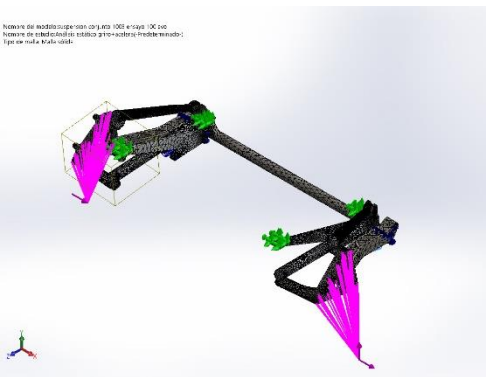
Información de malla - Detalles

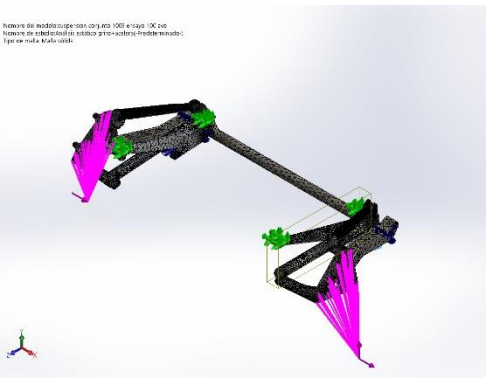


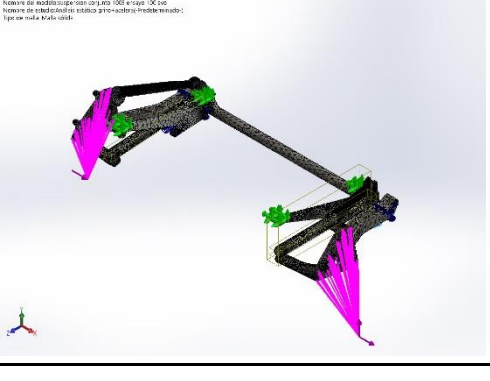
Número total de nodos	330243
Número total de elementos	195976
Cociente máximo de aspecto	780.87
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	91.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.33
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:25
Nombre de computadora:	

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro+acelera(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida

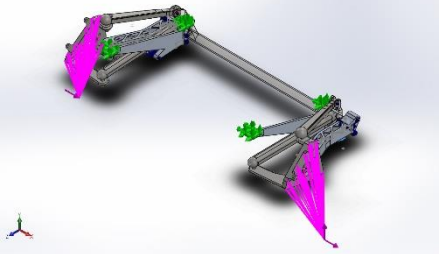
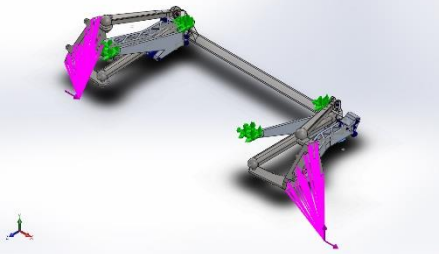
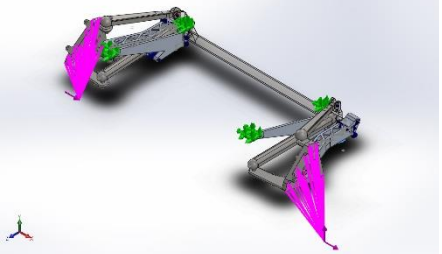


Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 8.63948 Coficiente: 1.5</p>

Control-2	 <p>Numero de nodos: 1000 Numero de elementos: 1000 Numero de elementos: 1000 Tipo de malla: Brio-útil</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5
Control-3	 <p>Numero de nodos: 1000 Numero de elementos: 1000 Numero de elementos: 1000 Tipo de malla: Brio-útil</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5
Control-4	 <p>Numero de nodos: 1000 Numero de elementos: 1000 Numero de elementos: 1000 Tipo de malla: Brio-útil</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5
Control-5	 <p>Numero de nodos: 1000 Numero de elementos: 1000 Numero de elementos: 1000 Tipo de malla: Brio-útil</p>	Entidades: 3 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5

Detalles del sensor

Nombre del sensor	Ubicación	Detalles del sensor
Tensión1		<p>Valor: 2.49782e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión2		<p>Valor: 2.49782e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión3		<p>Valor: 2.49782e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-3829.37	-9849.71	0.45093	10567.9

Momentos de reacción

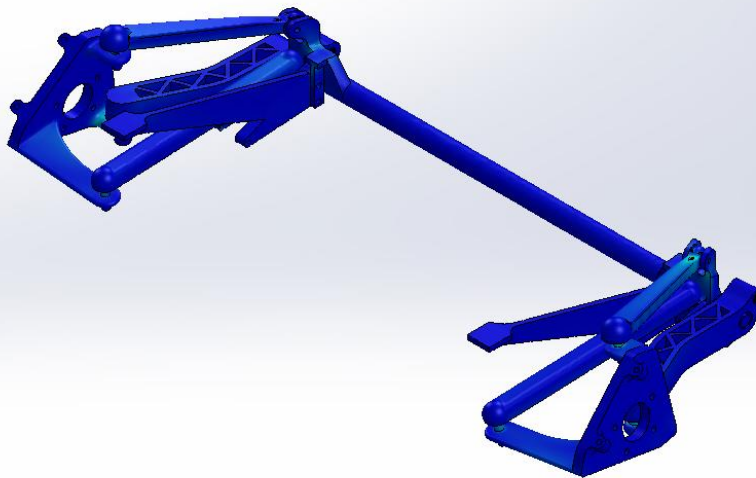
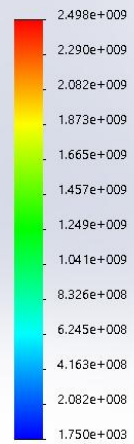
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1749.66 N/m ² Nodo: 219445	2.49782e+009 N/m ² Nodo: 18348

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro+acelera(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

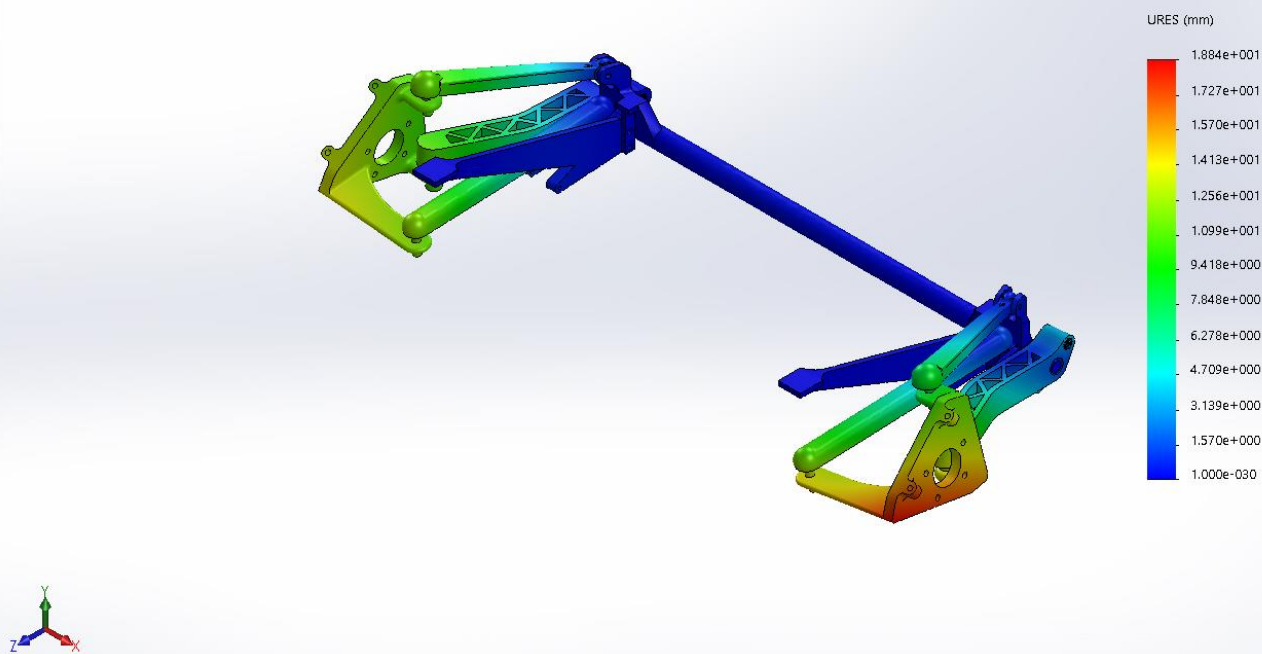
von Mises (N/m²)



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro+acelera-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 20336	18.8351 mm Nodo: 212274

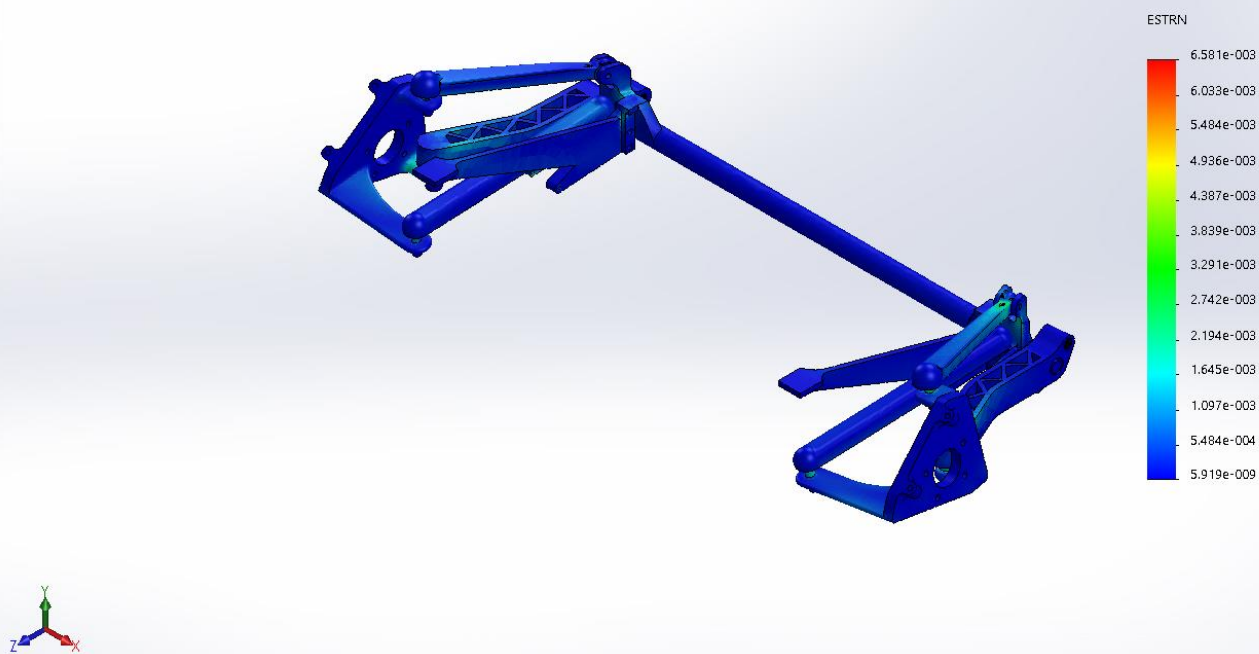
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro+acelera-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro+acelera-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	5.91891e-009 Elemento: 136622	0.00658116 Elemento: 180935

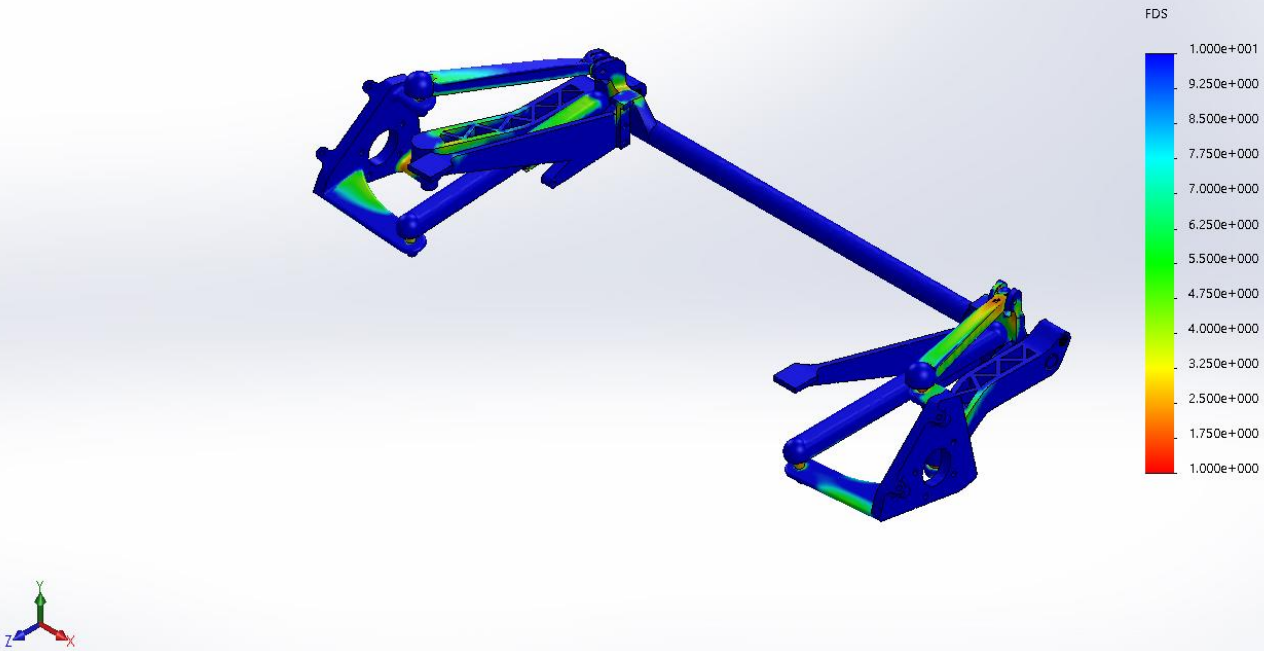
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro+acelera-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro+acelera-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	0.380921 Nodo: 302485	600115 Nodo: 219445

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro+acelera-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0,38



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro+acelera-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Conclusión

Como conclusion se puede comentar que el sistema soporta los esfuerzos a los que se ve sometido, aunque se aprecia que los esfuerzos son elevados. En cuanto a desplazamientos, estos son contenidos y se producen en puntos muy concretos del sistema. Con el trazado del factor de seguridad se aprecia que materiales están más solicitados y como se comporta cada componente.



Simulación de suspension conjunto 1008 ensayo giro y freno.

Fecha: jueves, 27 de febrero de 2020

Diseñador: Iñaki San Martín

Nombre de estudio: Análisis estático
goro+freno

Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción

Este ensayo simula el comportamiento de la suspensión al verse sometida a la acción de la masa máxima permitida, combinada con la fuerza transversal producida por el giro del vehículo y el frenado máximo de este.

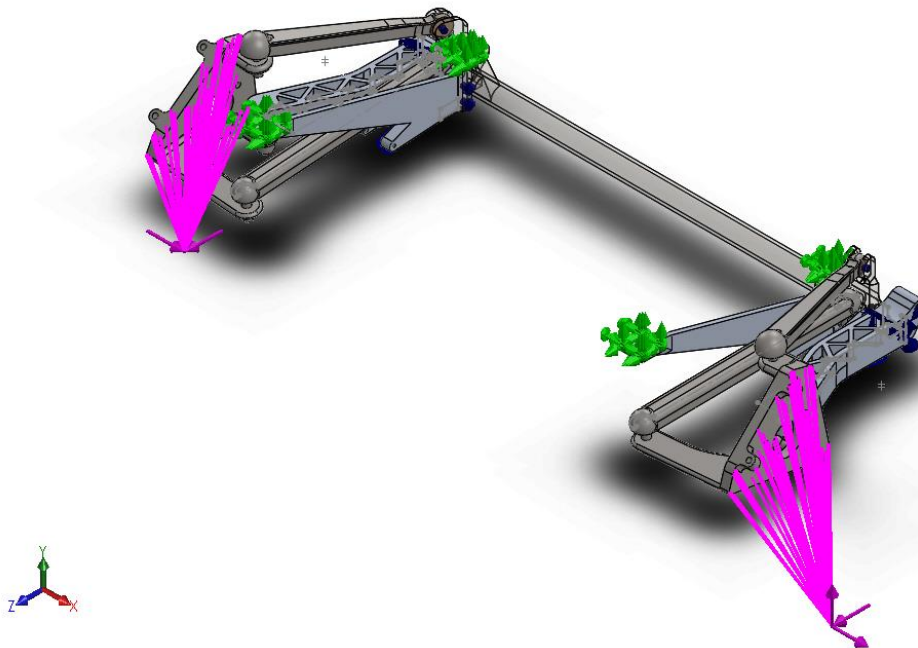
Tabla de contenidos

Descripción	61
Suposiciones	62
Información de modelo	63
Propiedades de estudio	68
Unidades	68
Propiedades de material	69
Cargas y sujeciones	71
Definiciones de conector	72
Información de contacto	78
Información de malla	80
Detalles del sensor	82
Fuerzas resultantes	83
Vigas.....	83
Resultados del estudio	84
Conclusión	87

Suposiciones

Para este caso se supone el anclaje del sistema por los puntos diseñados para tal mision, asi como la accion de una fuerza total vertical debida al peso de 8900N, una fuerza transversal de 3829.514 N debido a la aceleracion lateral de 6m/s^2 y añadida a estas, una fuerza de frenado de 4277.43 N, las cuales se dividen entre las dos ruedas traseras. En cuanto a los materiales, la suspension tiene partes en aluminio y otras en acero.

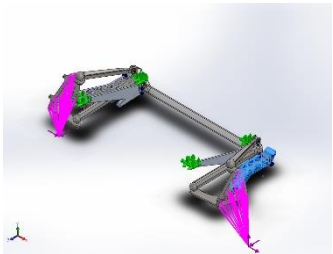
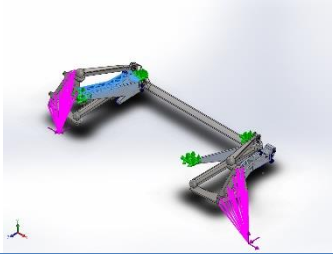
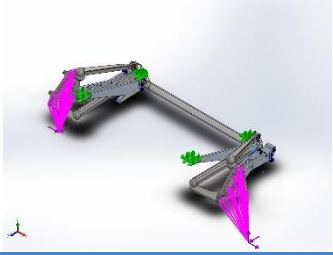
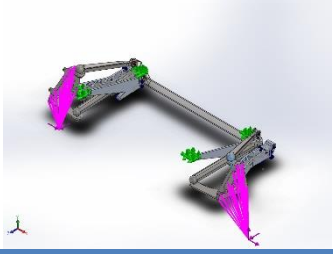
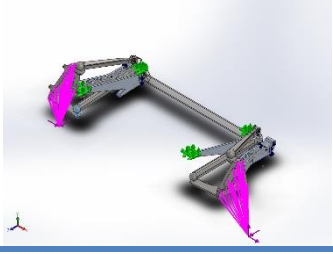
Información de modelo

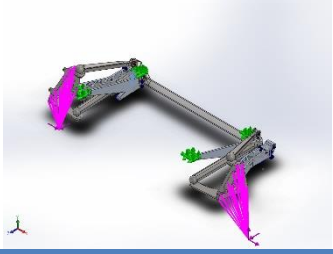
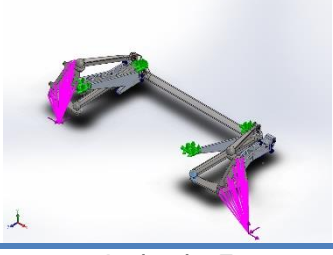


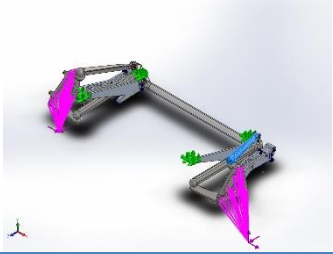
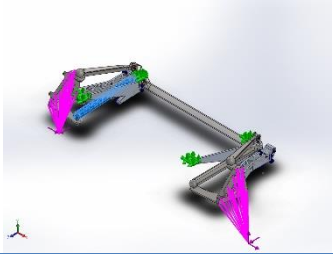
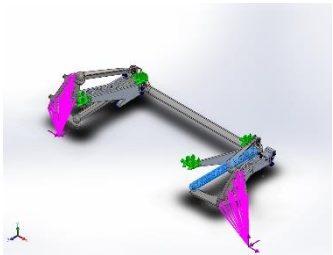
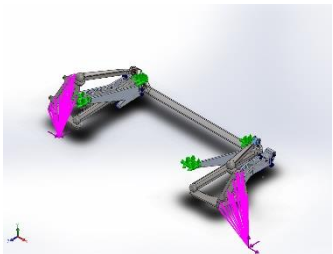
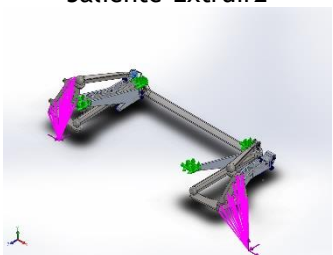
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Configuración actual: Predeterminado

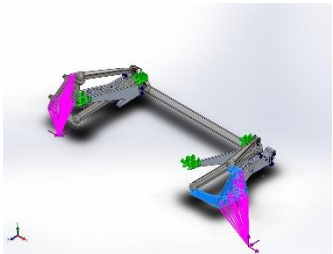
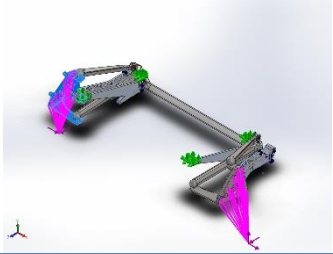
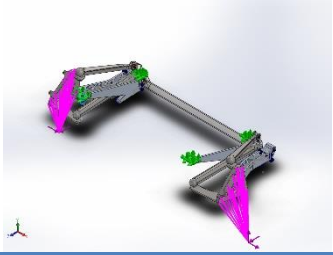
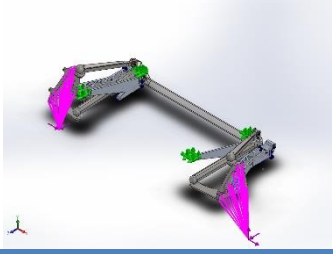
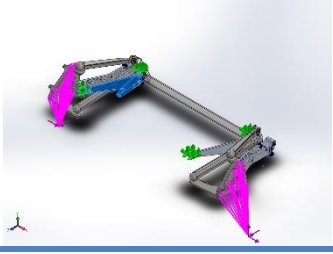
Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
----------------------------------	--------------	--------------------------	---

<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.81396 kg Volumen:0.000645536 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7768 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061d.SLDPRT Feb 25 17:57:28 2020</p>
<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.8134 kg Volumen:0.000645339 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7714 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061i.SLDPRT Feb 25 17:57:28 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>

<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77306 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:9.39977 kg Volumen:0.0012051 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:92.1178 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Subchasis 3000.SLDPRT Feb 25 19:05:46 2020</p>
<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>

<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Feb 25 19:05:44 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>

<p>Redondeo18</p> 	Sólido	<p>Masa:5.17717 kg Volumen:0.000663739 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.7363 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034d.SLDPRT Feb 26 10:29:54 2020</p>
<p>Redondeo20</p> 	Sólido	<p>Masa:5.1898 kg Volumen:0.000665358 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.86 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034i.SLDPRT Feb 26 10:30:02 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPRT Feb 25 17:22:36 2020</p>
<p>Redondeo1</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03037 kg Volumen:0.000366679 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.0976 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interio ir.SLDPRT Feb 25 17:22:40 2020</p>

<p>Redondeo4</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03528 kg Volumen:0.000368427 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.1457 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interior.SLDPR Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPR Feb 25 17:22:40 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPR Feb 25 17:22:40 2020</p>

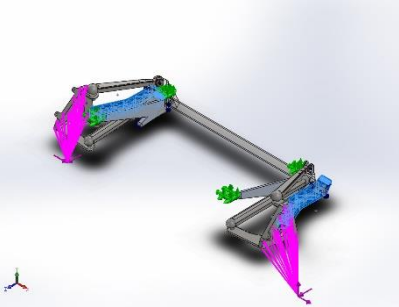
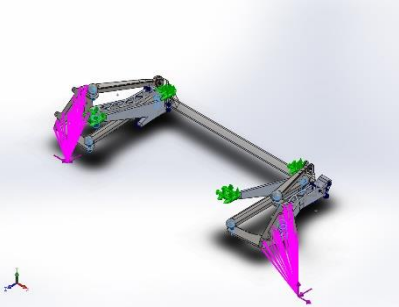
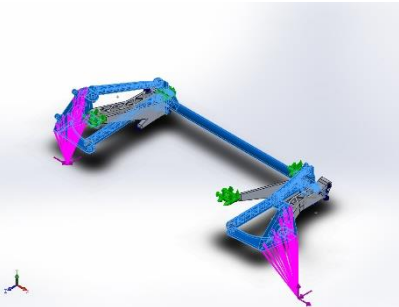
Propiedades de estudio

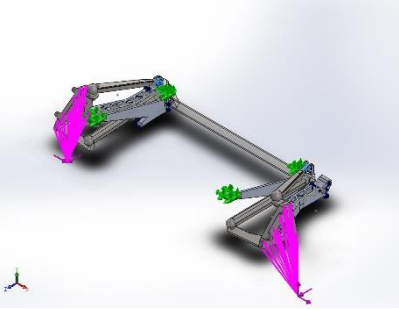
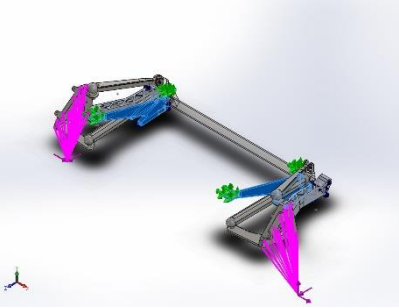
Nombre de estudio	Análisis estático goro+freno
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (E:\TFG\conjunto tlr\caitta)

Unidades

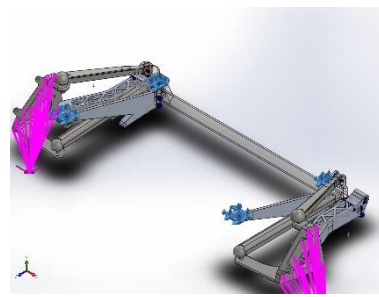
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

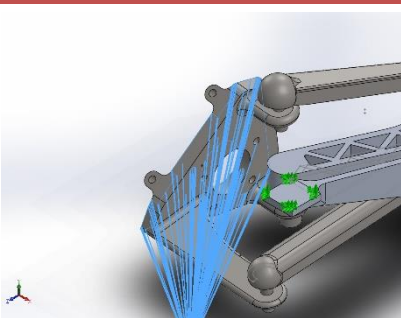
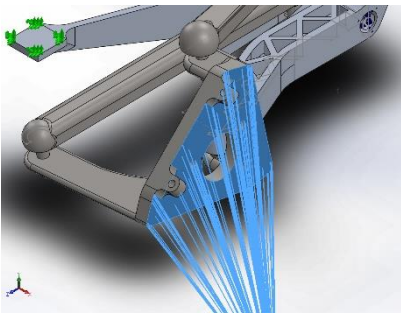
Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 7075-T6 (SN)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 5.05e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.7e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 7.2e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 2810 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 2.69e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 2.36e-005 / Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061d-1), Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061i-1)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: 1.6773 (36NiCrMo16)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 1.05e+009 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.25e+009 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 / Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-2), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-3), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-5), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-6), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-7), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-9), Sólido 1(Revolución1)(part102-1), Sólido 1(Revolución1)(part102-2)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: 1.6580 (30CrNiMo8)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 1.05e+009 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.25e+009 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.12e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p>	<p>Sólido 1(Redondeo7)(Subchasis 3000-1), Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-1), Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-2), Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-2),</p>

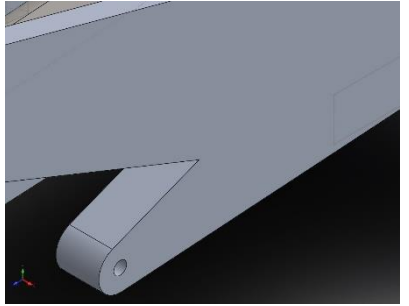
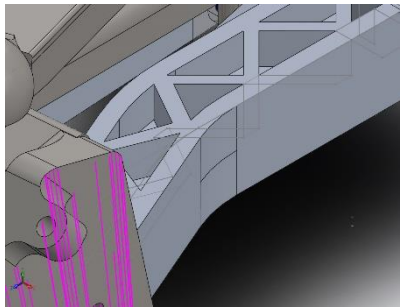
	Módulo cortante: 7.9e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin	Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-3), Sólido 1(Redondeo18)(mangueta 0034d-3), Sólido 1(Redondeo20)(mangueta 0034i-2)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: 2.1030 (CuSn8P) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 2.5e+008 N/m ² Límite de tracción: 4.5e+008 N/m ² Módulo elástico: 9e+010 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 8800 kg/m ³ Módulo cortante: 3.3e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.7e-005 /Kelvin	Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-2)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: 7075-T6 (SN) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 5.05e+008 N/m ² Límite de tracción: 5.7e+008 N/m ² Módulo elástico: 7.2e+010 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2810 kg/m ³ Módulo cortante: 2.69e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 2.4e-005 /Kelvin	Sólido 1(Redondeo1)(soporte interior ir-1), Sólido 1(Redondeo4)(soporte interior-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-2)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

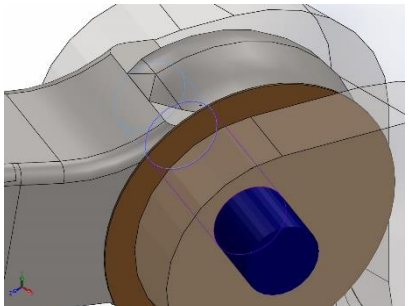
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-3829.48	-5346.65	-4284.57	7849.15
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Carga/Masa remota (conexión rígida)-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: 3123.65, 4361.27, 3489.01 N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: -700 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza
Carga/Masa remota (conexión rígida)-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: 705.86, 985.527, 788.422 N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: 720 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza

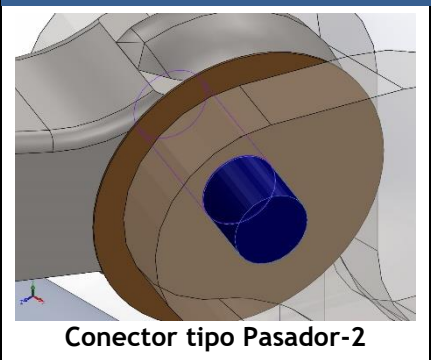
Definiciones de conector

Nombre de conector	Detalles del conector	Imagen del conector
Conector tipo Muelle-1	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 34770 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 <p>Conector tipo Muelle-1</p>
Conector tipo Muelle-2	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 34770 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 <p>Conector tipo Muelle-2</p>

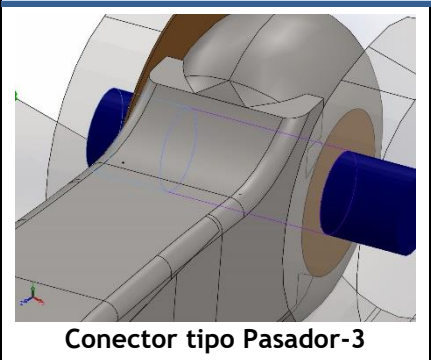
Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia
 <p>Conector tipo Pasador-1</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	No hay datos
Fuerzas del conector		

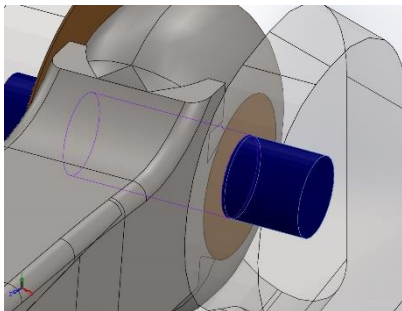
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	288.94	-0.038327	105.17	-307.48
Fuerza cortante (N)	-2414.9	5822.5	6636.9	9153.2
Torsión (N.m)	6.9887e-008	-9.2704e-012	2.5437e-008	-7.4373e-008
Momento flector (N.m)	4.1415	-14.759	-11.384	19.094

 <p>Conector tipo Pasador-2</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-83.813	0.01112	-30.506	-89.192
Fuerza cortante (N)	-1319.5	-5311.4	3623.3	6563.6
Torsión (N.m)	2.5445e-008	-3.3759e-012	9.2613e-009	2.7078e-008
Momento flector (N.m)	5.2447	-22.041	-14.418	26.855

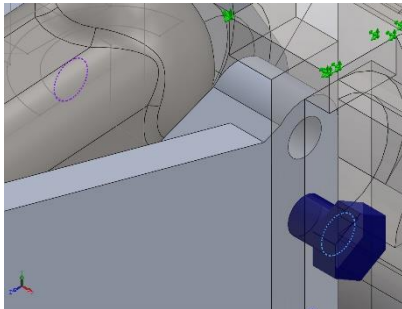
 <p>Conector tipo Pasador-3</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-212.69	-0.028219	77.413	226.34
Fuerza cortante (N)	222.7	-577.5	611.65	870.18
Torsión (N.m)	-1.7722e-009	-2.3513e-013	6.4503e-010	1.8859e-009
Momento flector (N.m)	-0.64896	-3.9032	-1.7844	4.3405

 <p>Conector tipo Pasador-4</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

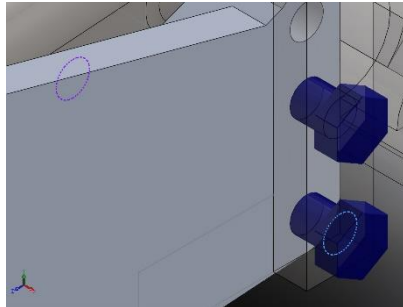
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-160.63	-0.021308	58.466	-170.94
Fuerza cortante (N)	726.01	-4758	1993	5209.4
Torsión (N.m)	-1.5516e-008	-2.0581e-012	5.6472e-009	-1.6512e-008
Momento flector (N.m)	-3.6188	-15.582	-9.9484	18.838

 <p>Refrentado con tuerca-1</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-2881.7	-0	-0	-2881.7
Fuerza cortante (N)	0	-125.29	26.064	127.98
Momento flector (N.m)	0	0.93936	5.8086	5.8841



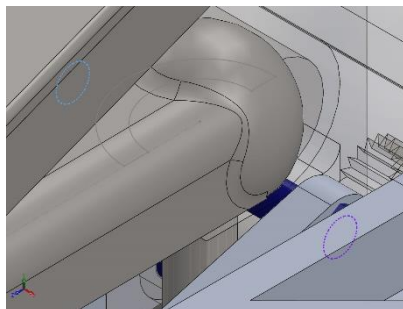
Refrentado con tuerca-2

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-682.01	-0	-0	-682.01
Fuerza cortante (N)	0	-36.434	-51.08	62.743
Momento flector (N.m)	0	-2.0213	1.6958	2.6385



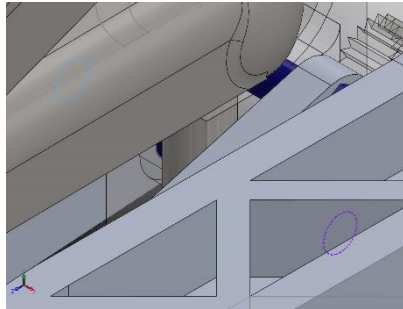
Refrentado con tuerca-3

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-24.068	0	0	24.068
Fuerza cortante (N)	0	-11.088	3.5074	11.63
Momento flector (N.m)	0	0.0075512	-0.5685	0.56855



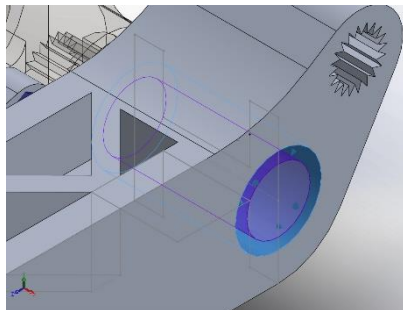
Refrentado con tuerca-4

Entidades: 2 arista(s)
Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado)
Diámetro de la cabeza: 15 mm
Diámetro de tuerca: 15 mm
Diámetro del vástago nominal: 10
Precarga (Torsión): 0
Módulo de Young: 2.1e+011
Cociente de Poisson: 0.28
Unidades de precarga: N.m

No hay datos

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-86.361	0	0	86.361
Fuerza cortante (N)	0	-0.60786	-10.014	10.033
Momento flector (N.m)	0	0.3746	-0.0081014	0.37468



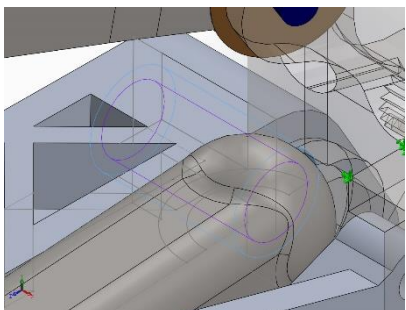
Conector de apoyo - 1

Entidades: 2 cara(s)
Tipo: Rodamiento

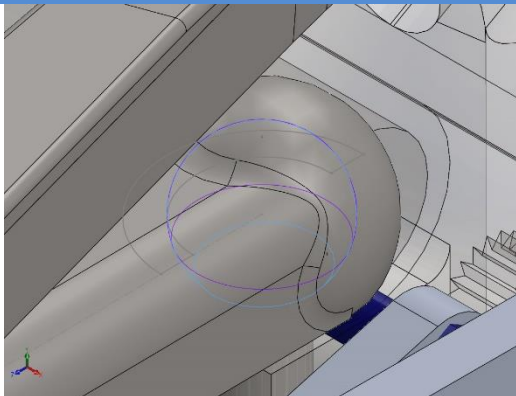
No hay datos

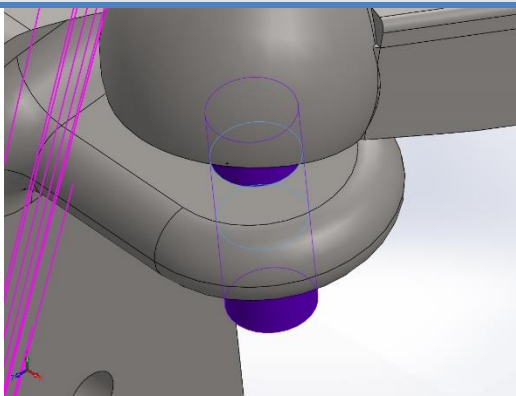
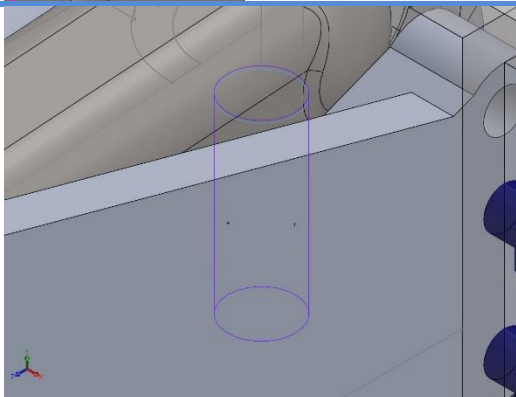
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	2702	0	0	2702
Fuerza cortante (N)	0	898.04	-2049.5	2237.6
Momento flector (N.m)	0	0.020523	0.0089925	0.022407

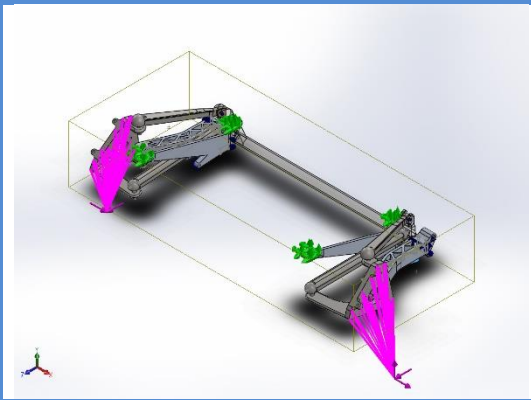
 <p>Conector de apoyo - 2</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento</p>	<p>No hay datos</p>		
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-2857.5	0	0	2857.5
Fuerza cortante (N)	0	1450	19613	19667
Momento flector (N.m)	0	0.1964	-0.014519	0.19694

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto		
Contacto-12		<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Avanzado: Nudo a superficie</p>		
Fuerza de contacto/rozamiento				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de contacto(N)	1.819E-012	4.2633E-014	9.0949E-013	2.0341E-012

Contacto-18		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>
Contacto-19		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>

Contacto global



Tipo: Unión rígida
Componentes: 1
componente(s)
Opciones: Mallado
compatible

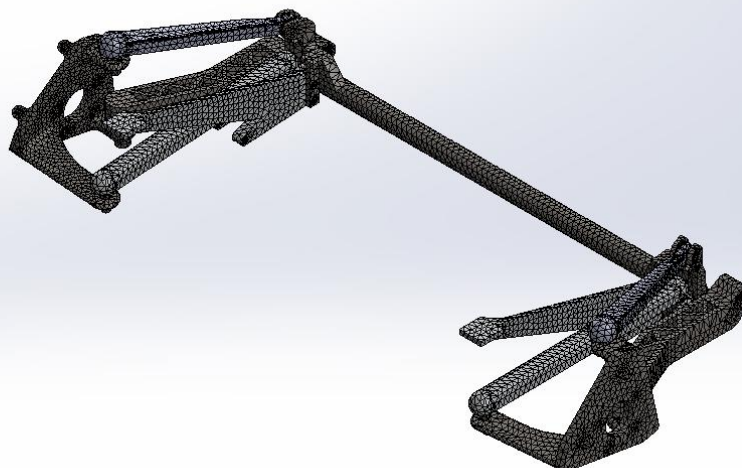
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	11.6885 mm
Tolerancia	0.584424 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

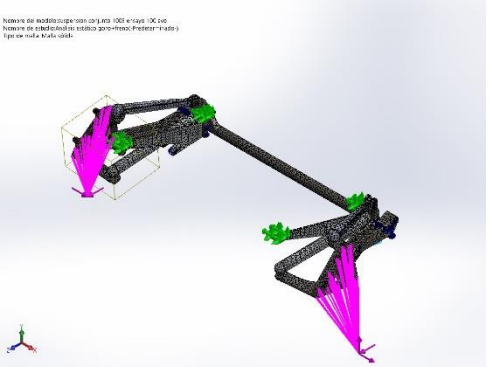
Información de malla - Detalles

Número total de nodos	115693
Número total de elementos	63998
Cociente máximo de aspecto	141.54
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	82.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.911
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:34
Nombre de computadora:	

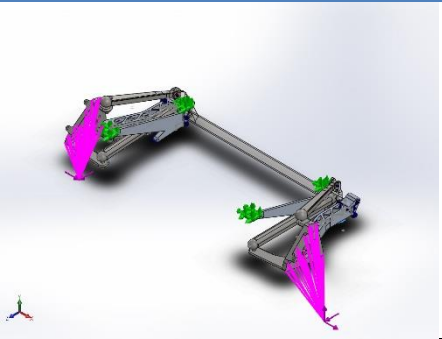
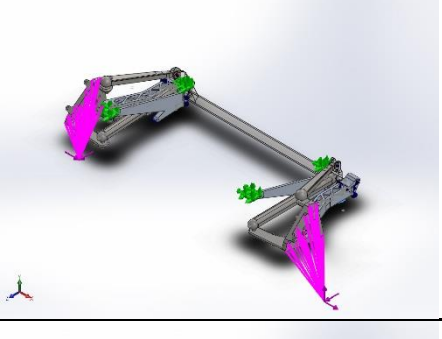
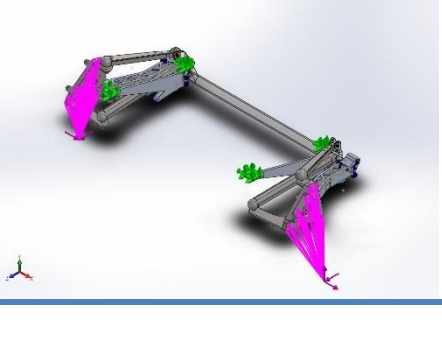
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático goro+freno-(Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 8.68117 Coficiente: 1.5</p>

Detalles del sensor

Nombre del sensor	Ubicación	Detalles del sensor
Tensión1		<p>Valor: 3.72279e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión2		<p>Valor: 3.72279e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión3		<p>Valor: 3.72279e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-3829.48	-5346.65	-4284.57	7849.15

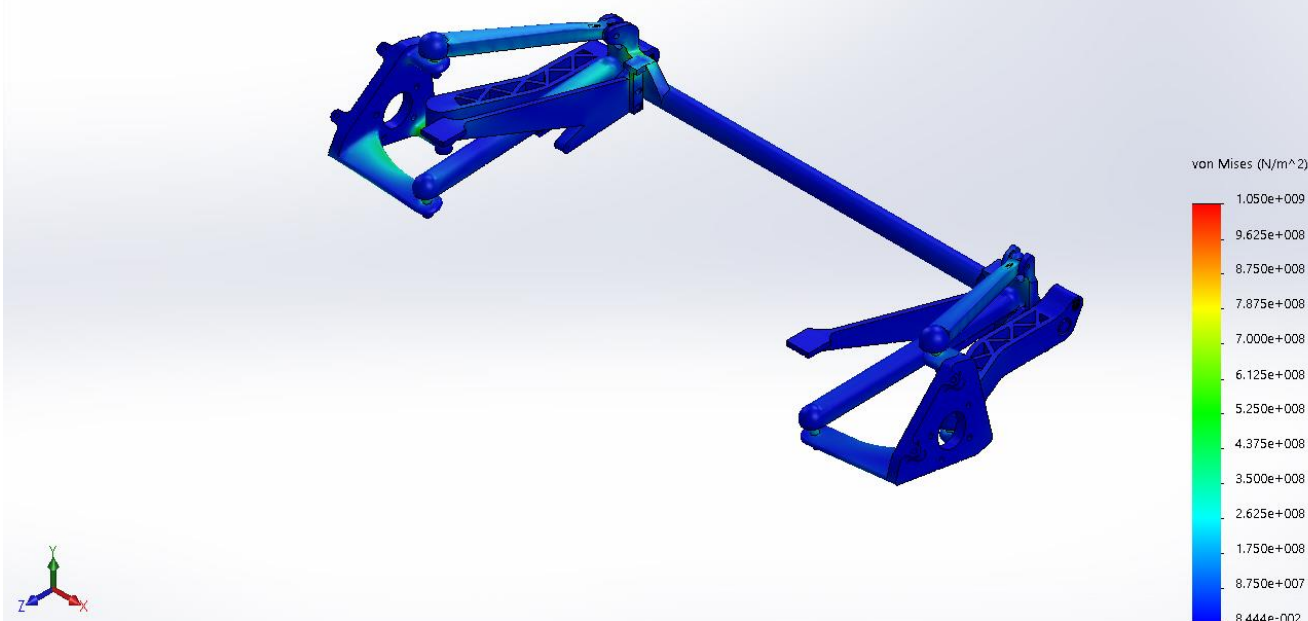
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0844351 N/m ² Nodo: 114889	3.72279e+009 N/m ² Nodo: 22758

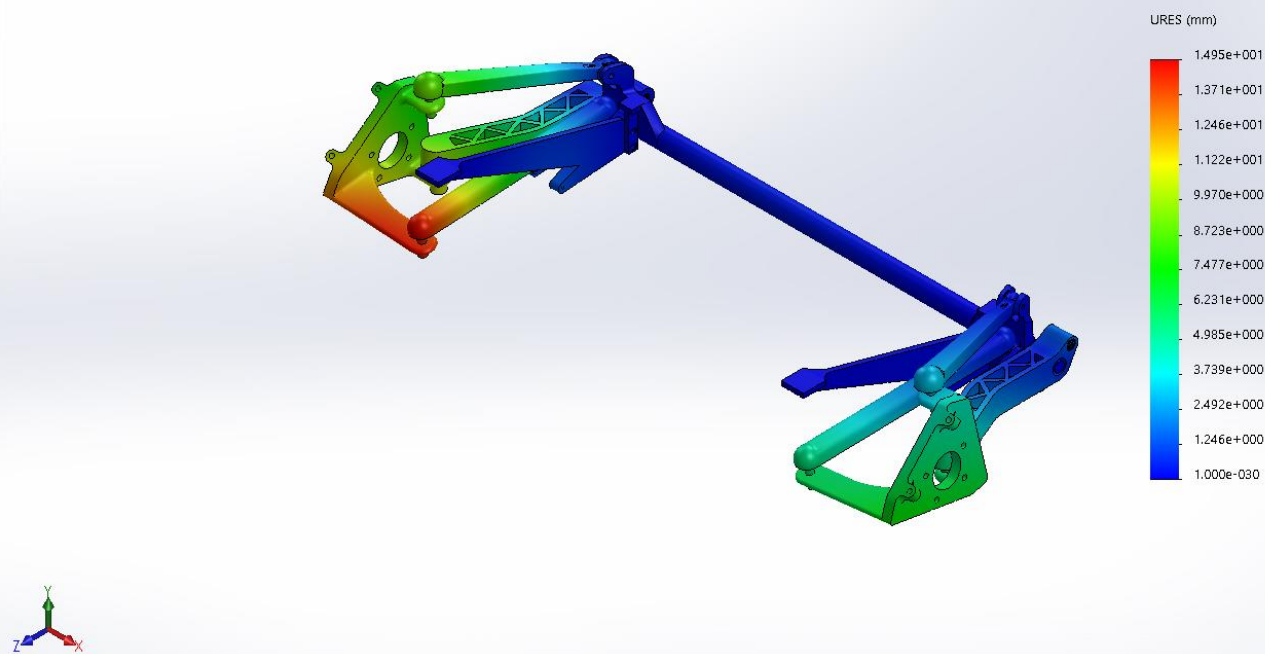
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático goro+freno(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático goro+freno-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 23905	14.9546 mm Nodo: 62014

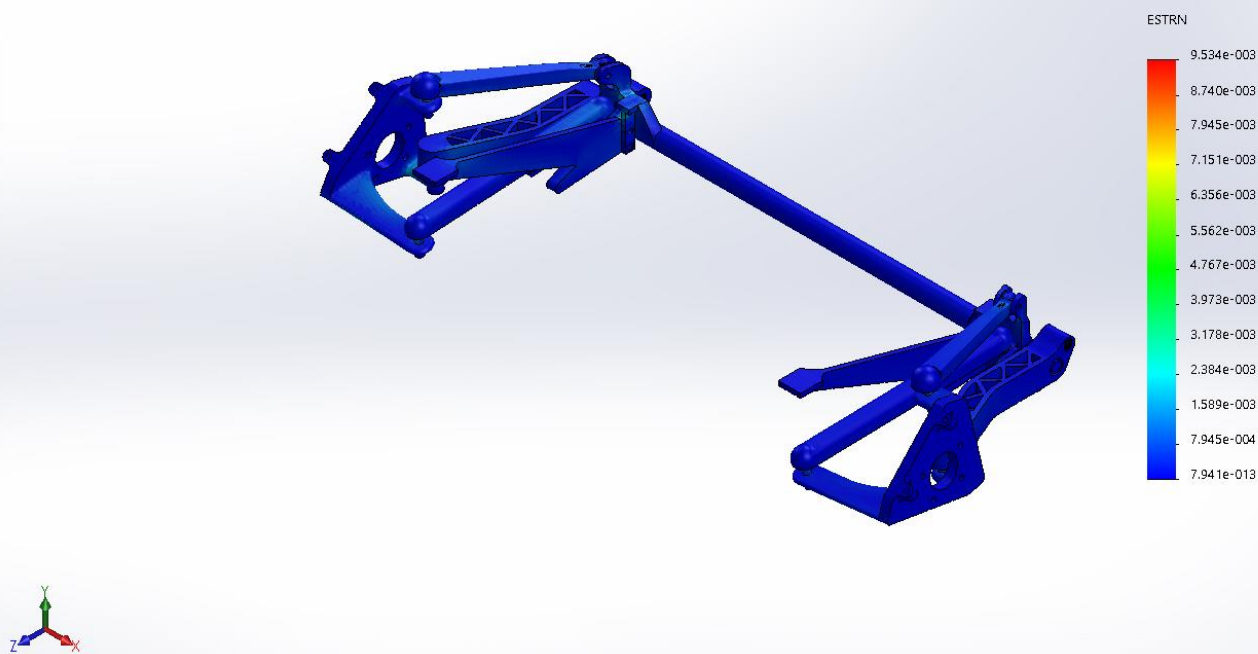
Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático goro+freno(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático goro+freno-Desplazamientos-Desplazamientos1

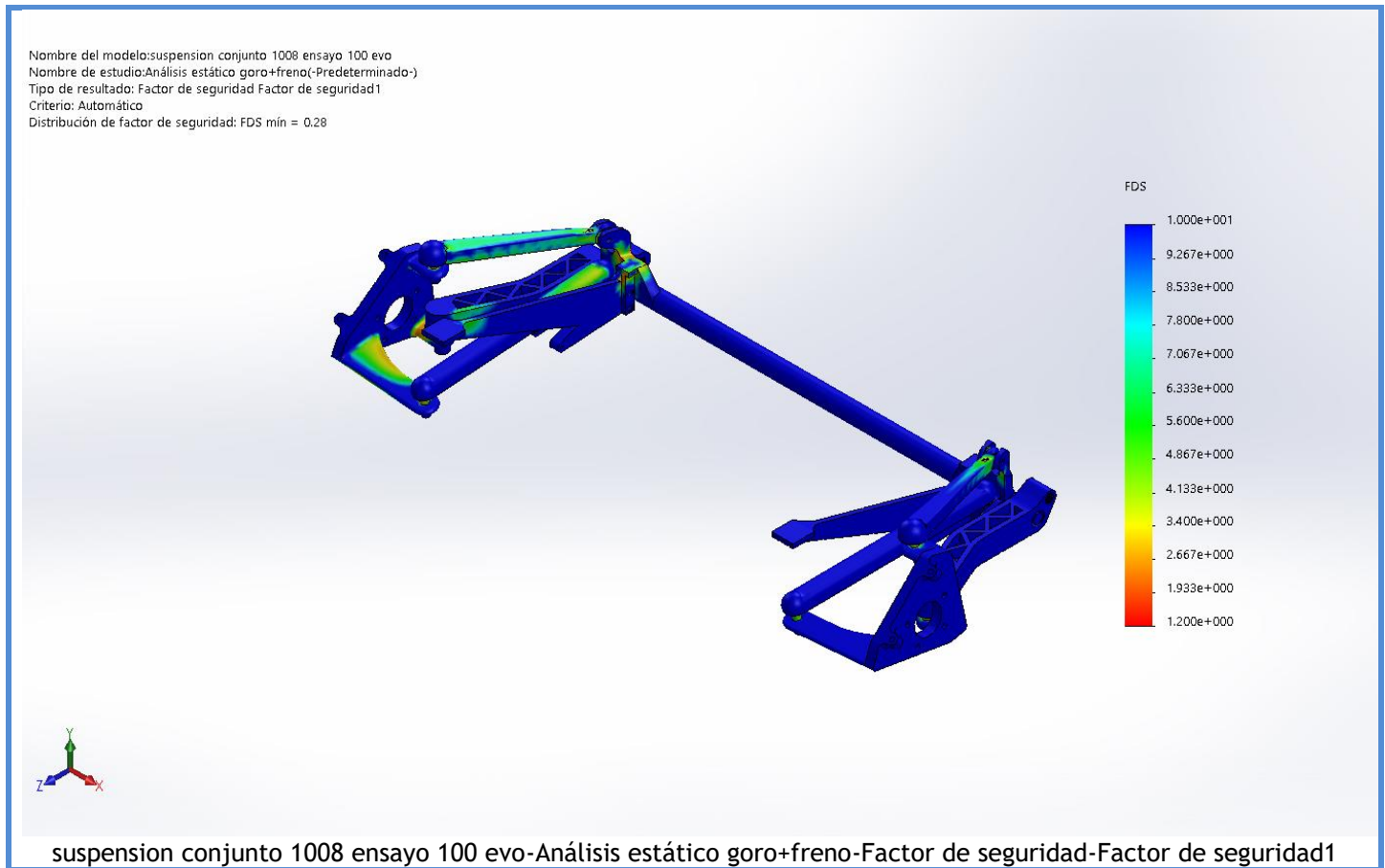
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7.94111e-013 Elemento: 63973	0.00953446 Elemento: 12132

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático goro+freno(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



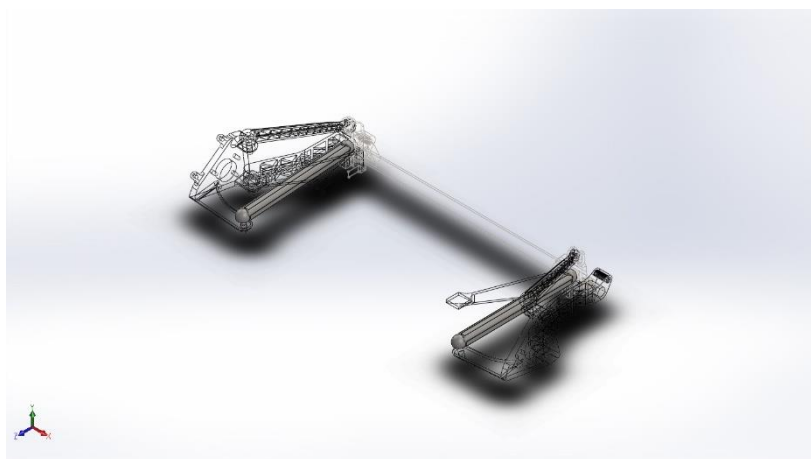
suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático goro+freno-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	0.282047 Nodo: 22758	5.98092e+009 Nodo: 114889



Conclusión

En esta situación tan extrema y en la que los componentes están sometidos a unas fuerzas extremas, el sistema muestra un comportamiento muy bueno ya que, además de soportar los esfuerzos, los desplazamientos obtenidos no son elevados. Además, el factor de seguridad muestra que la mayoría de los componentes soportarían más fuerzas, mientras que otros más críticos resisten también estas fuerzas que en la realidad son prácticamente imposibles de alcanzar. Con todo esto, el sistema se considera válido.



Simulación de suspension conjunto 1008 ensayo aceleracion y giro.

Fecha: jueves, 5 de marzo de 2020

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Análisis estático giro

Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción

Ensayo sobre la suspensión, en los supuestos de que soporta la masa máxima admisible por el eje, que es de 890Kg, a la cual se le añade la masa transferida al eje trasero debido a la aceleración, sin olvidar la fuerza lateral debida al giro.

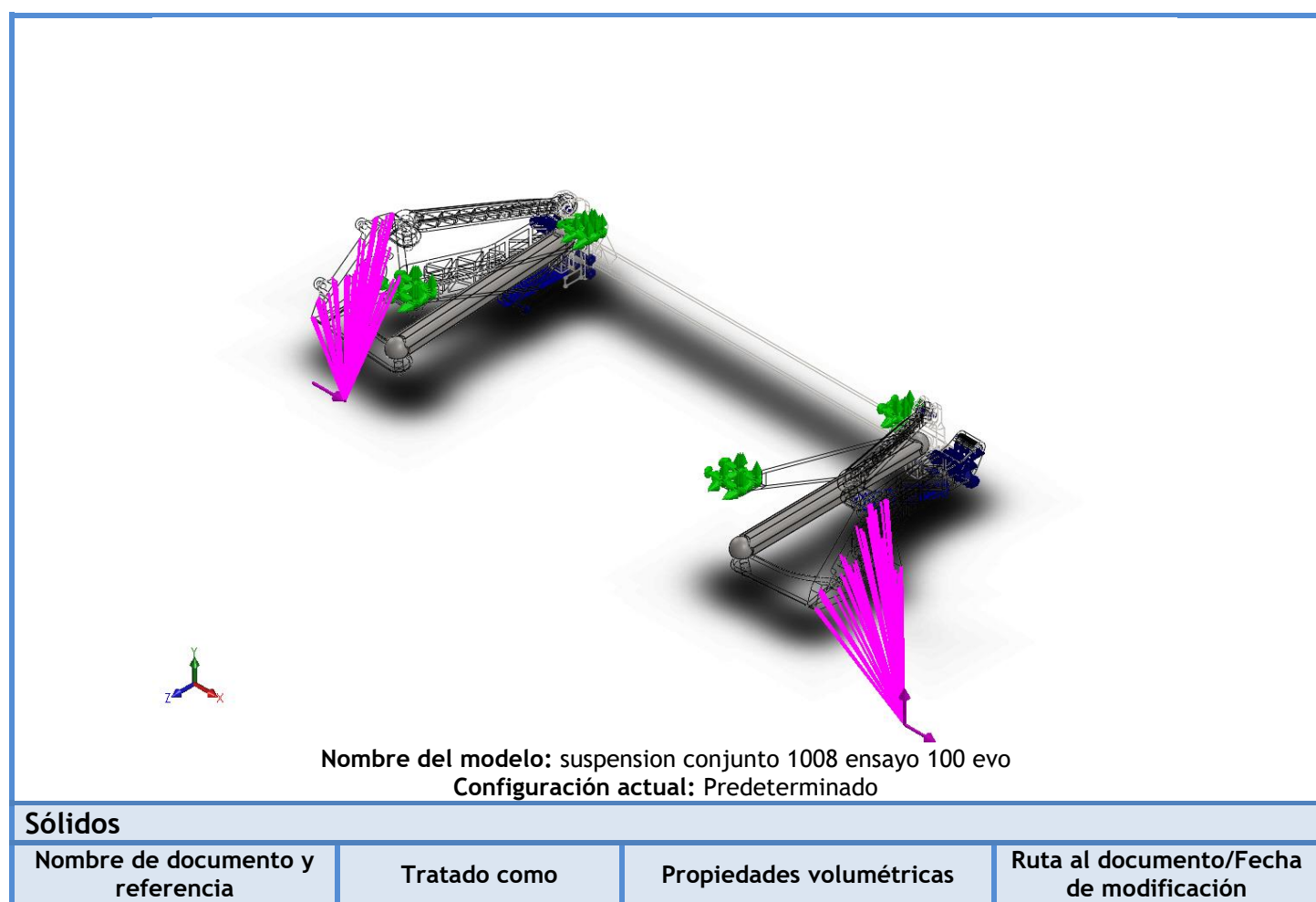
Tabla de contenidos

Descripción	88
Suposiciones	89
Información de modelo	89
Propiedades de estudio	95
Unidades	95
Propiedades de material	96
Cargas y sujeciones	98
Definiciones de conector	99
Información de contacto	106
Información de malla	108
Detalles del sensor	112
Fuerzas resultantes	113
Vigas.....	113
Resultados del estudio	114
Conclusión	117

Suposiciones

Para este caso, el sistema es sujeto por los puntos de apoyo, mientras es sometido a una aceleración longitudinal y otra transversal, las cuales le producen las fuerzas que se mencionan en siguientes puntos. En cuanto a los materiales, se emplean aluminio y acero.

Información de modelo

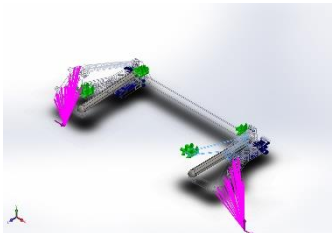
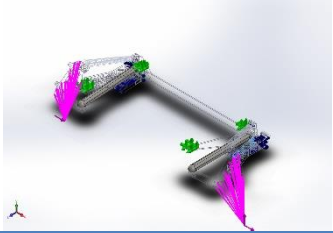
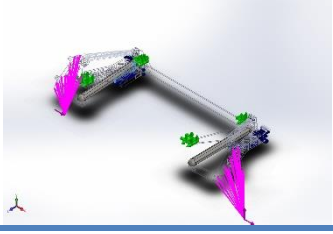


<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.81396 kg Volumen:0.000645536 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7768 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061d.SLDPR T Mar 05 11:40:56 2020</p>
<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.8134 kg Volumen:0.000645339 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7714 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061i.SLDPR T Mar 05 11:40:56 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>

<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77306 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:9.39977 kg Volumen:0.0012051 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:92.1178 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Subchasis 3000.SLDPRT Mar 05 11:41:04 2020</p>
<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Mar 05 11:41:24 2020</p>

<p>Cortar-Extruir5</p> 	Sólido	<p>Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Mar 05 11:41:24 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Redondeo7</p> 	Sólido	<p>Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020</p>

<p>Redondeo18</p> 	Sólido	<p>Masa:5.17717 kg Volumen:0.000663739 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.7363 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034d.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Redondeo20</p> 	Sólido	<p>Masa:5.1898 kg Volumen:0.000665358 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.86 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034i.SLDPRT Mar 05 11:41:06 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR T Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR T Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Redondeo1</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03037 kg Volumen:0.000366679 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.0976 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interio ir.SLDPRT Mar 05 11:41:06 2020</p>

<p>Redondeo4</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03528 kg Volumen:0.000368427 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.1457 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interior.SLDPRT Mar 05 11:41:06 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPRT Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPRT Mar 05 11:41:08 2020</p>

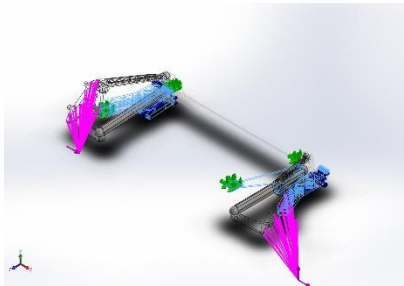
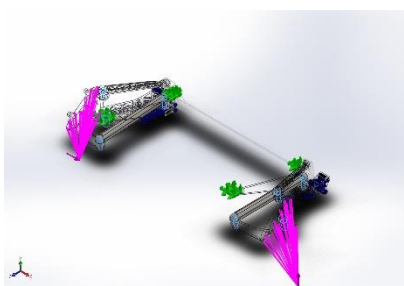
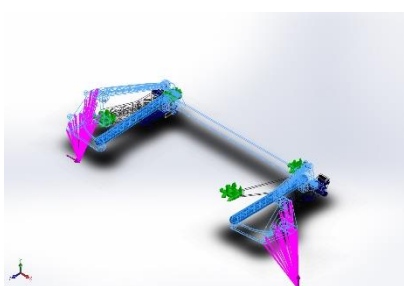
Propiedades de estudio

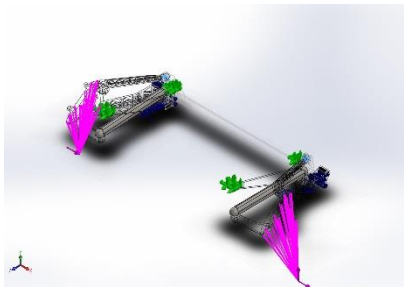
Nombre de estudio	Análisis estático giro
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (E:\TFG\conjunto tlr\caitta)

Unidades

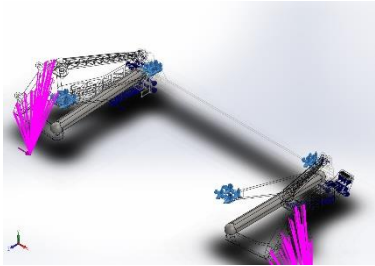
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

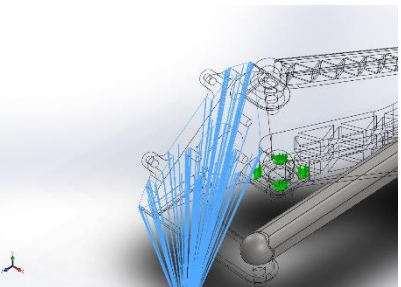
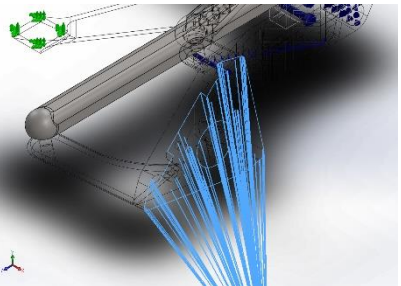
Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 7075-T6 (SN)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 5.05e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.7e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 7.2e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 2810 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 2.69e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 2.36e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061d-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061i-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo1)(soporte interior ir-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo4)(soporte interior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-2)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: 1.6773 (36NiCrMo16)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 1.05e+009 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.25e+009 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-2),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-3),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-5),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-6),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-7),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-9),</p> <p>Sólido 1(Revolución1)(part102-1),</p> <p>Sólido 1(Revolución1)(part102-2)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: 1.1221 (C60E)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 6.3e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 8.00826e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p>	<p>Sólido 1(Redondeo7)(Subchasis 3000-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-2),</p> <p>Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-2),</p>

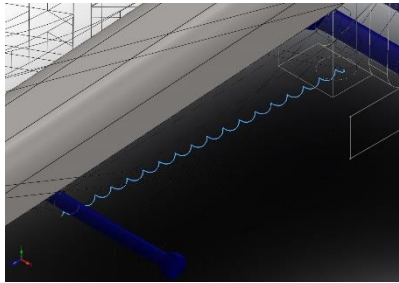
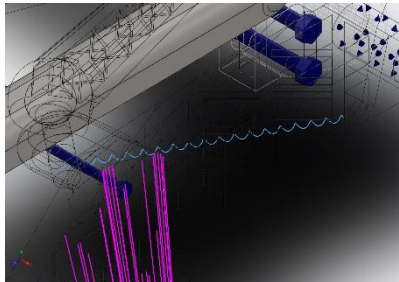
	Módulo cortante: 7.9e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin	Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-3), Sólido 1(Redondeo18)(mangueta 0034d-3), Sólido 1(Redondeo20)(mangueta 0034i-2)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: 2.1030 (CuSn8) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 2.5e+008 N/m ² Límite de tracción: 4.5e+008 N/m ² Módulo elástico: 9e+010 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 8800 kg/m ³ Módulo cortante: 3.3e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.7e-005 /Kelvin	Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-2)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

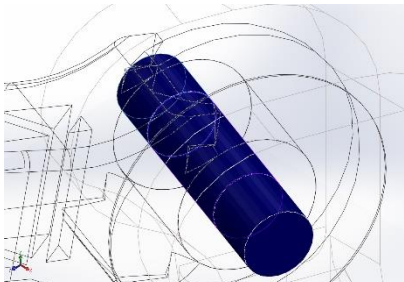
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes		X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)		-3829.53	-8900.43	0.0117645	9689.32
Momento de reacción(N.m)		0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Carga/Masa remota (conexión rígida)-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: 2641.02, 6137.87, --- N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: -700 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza
Carga/Masa remota (conexión rígida)-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Carga/Masa (conexión rígida) Sistema de coordenadas: Coordenadas cartesianas globales Fuerza Valores: 1188.49, 2762.13, --- N Momento Valores: ---, ---, --- N.m Coordenadas de referencia: 720 -417 1400 mm Componentes transferidos: Fuerza

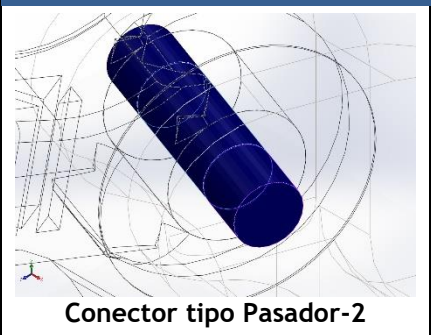
Definiciones de conector

Nombre de conector	Detalles del conector	Imagen del conector
Conector tipo Muelle-1	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 37440 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 Conector tipo Muelle-1
Conector tipo Muelle-2	<p>Entidades: 2 vértice(s) Tipo: Muelle(Dos ubicaciones)(Com presión y extensión) Valor de rigidez axial: 37440 N/m Rigidez tangente: 0 N/m Valor de rigidez rotacional: 0 N.m/rad Valor de precompresión: 2995 N</p>	 Conector tipo Muelle-2


Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia
 Conector tipo Pasador-1	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	No hay datos
Fuerzas del conector		

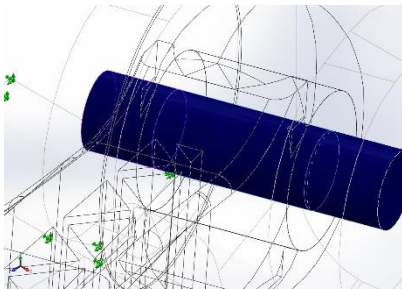
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	79.808	-0.010585	29.048	-84.93
Fuerza cortante (N)	-1422.6	389.91	3908.5	4177.6
Torsión (N.m)	-1.6997e-008	2.2543e-012	-6.1866e-009	1.8088e-008
Momento flector (N.m)	-0.27151	4.3605	0.74754	4.4324

 <p>Conector tipo Pasador-2</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	336.67	-0.044674	122.54	-358.27
Fuerza cortante (N)	1802	148.23	-4950.9	5270.7
Torsión (N.m)	2.449e-007	-3.2497e-011	8.9134e-008	-2.6062e-007
Momento flector (N.m)	-3.0962	74.354	8.5341	74.906

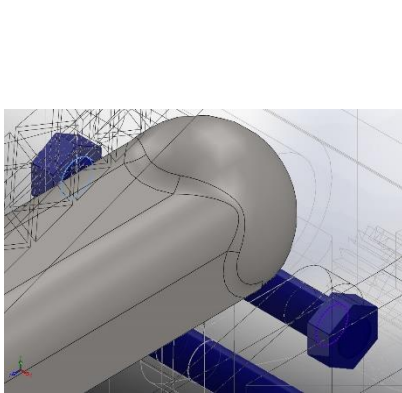
 <p>Conector tipo Pasador-3</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-439.92	-0.058347	160.12	468.16
Fuerza cortante (N)	20.817	5345.6	59.14	5346
Torsión (N.m)	-1.3232e-006	-1.7549e-010	4.8161e-007	1.4081e-006
Momento flector (N.m)	19.63	-18.076	53.926	60.167

 <p>Conector tipo Pasador-4</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Pasador Tipo de conexión: Con anillo de retención (sin traslación) Valor de rigidez rotacional: 0 Unidades: SI</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

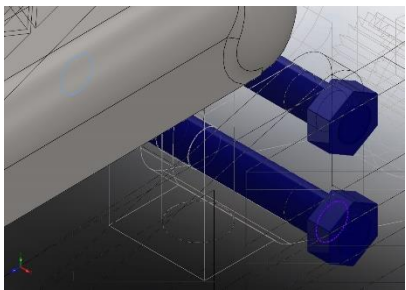
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	967.16	0.1283	-352.02	1029.2
Fuerza cortante (N)	-8.8625	79.825	-24.32	83.917
Torsión (N.m)	-1.7653e-007	-2.3417e-011	6.4252e-008	-1.8786e-007
Momento flector (N.m)	-1.8299	-1.8109	-5.0281	5.6489

 <p>Refrentado con tuerca-1</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

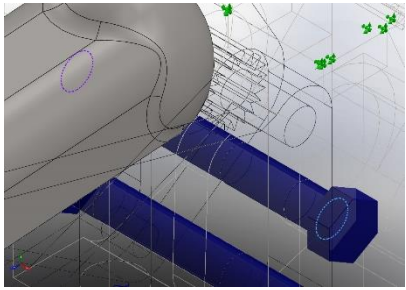
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-390.88	0	0	390.88
Fuerza cortante (N)	0	-6.4355	-0.90248	6.4985
Momento flector (N.m)	0	0.00099962	-0.37639	0.37639

 <p>Refrentado con tuerca-2</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

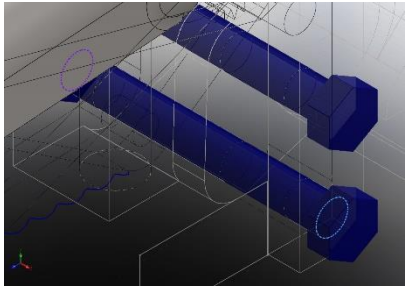
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-137.22	0	0	137.22
Fuerza cortante (N)	0	2.1706	-5.8294	6.2203
Momento flector (N.m)	0	-0.10454	0.19642	0.2225

 <p>Refrentado con tuerca-3</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

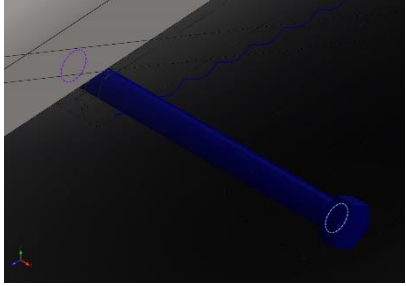
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	227.16	0	0	227.16
Fuerza cortante (N)	0	-62.602	20.236	65.792
Momento flector (N.m)	0	0.96162	2.7357	2.8997

 <p>Refrentado con tuerca-4</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)</p> <p>Diámetro de la cabeza: 15 mm Diámetro de tuerca: 15 mm Diámetro del vástago nominal: 10</p> <p>Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28</p> <p>Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	---	---------------------

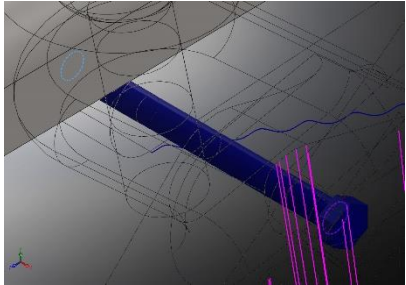
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-181.72	-0	-0	-181.72
Fuerza cortante (N)	0	-19.776	-39.877	44.511
Momento flector (N.m)	0	-1.2951	0.61832	1.4351

 <p>Refrentado con tuerca-5</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Refrentado)</p> <p>Diámetro de la cabeza: 9 mm Diámetro de tuerca: 9 mm Diámetro del vástago nominal: 6</p> <p>Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28</p> <p>Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

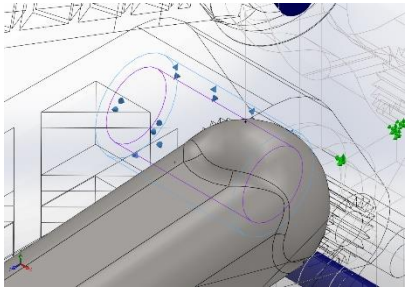
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-24319	-0	-0	-24319
Fuerza cortante (N)	0	-236.01	-26.773	237.53
Momento flector (N.m)	0	-0.97856	8.1402	8.1988

 <p>Refrentado con tuerca-6</p>	<p>Entidades: 2 arista(s) Tipo: Tornillo(Diámetro o de la cabeza/tuerca)(Refrentado) Diámetro de la cabeza: 9 mm Diámetro de tuerca: 9 mm Diámetro del vástago nominal: 6 Precarga (Torsión): 0 Módulo de Young: 2.1e+011 Cociente de Poisson: 0.28 Unidades de precarga: N.m</p>	<p>No hay datos</p>
--	--	---------------------

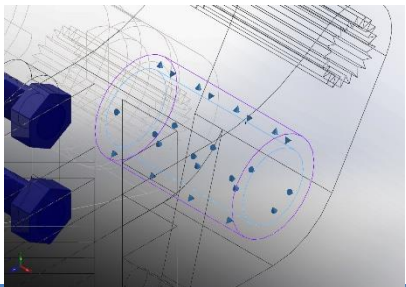
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-183.72	0	0	183.72
Fuerza cortante (N)	0	-18.059	113.52	114.95
Momento flector (N.m)	0	-4.0805	-0.68759	4.138

 <p>Conector de apoyo - 1</p>	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

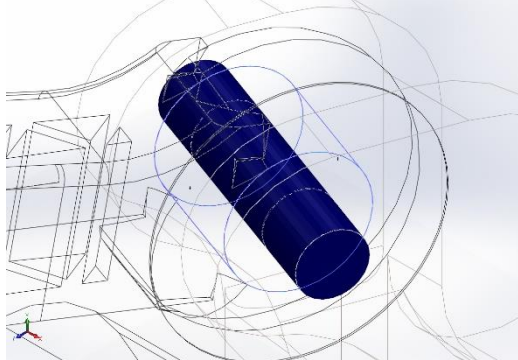
Fuerzas del conector

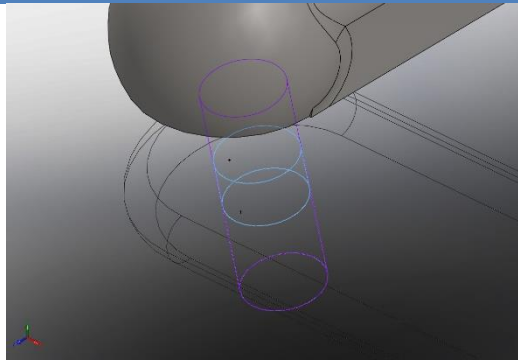
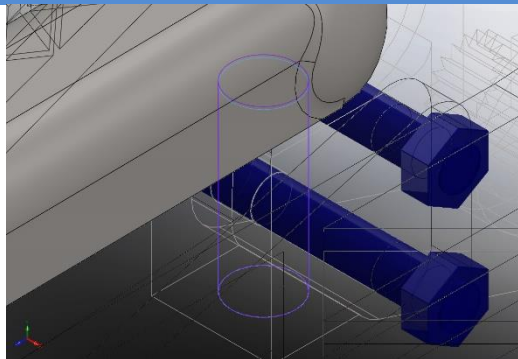
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-1082.6	0	0	1082.6
Fuerza cortante (N)	0	3555.4	9402.3	10052
Momento flector (N.m)	0	-266.76	107.7	287.68

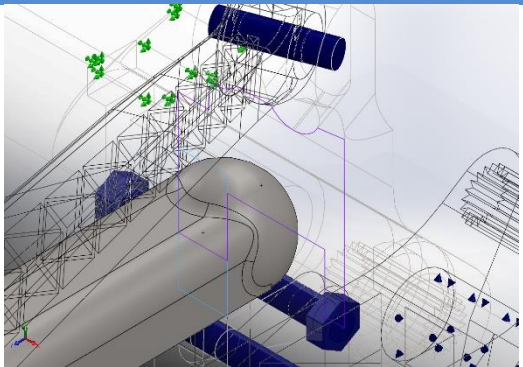
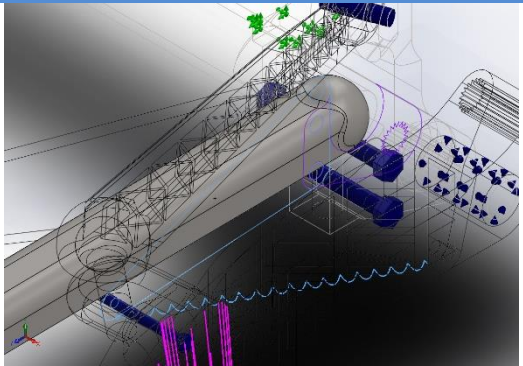
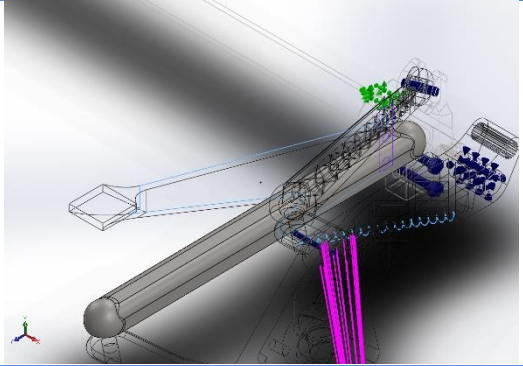
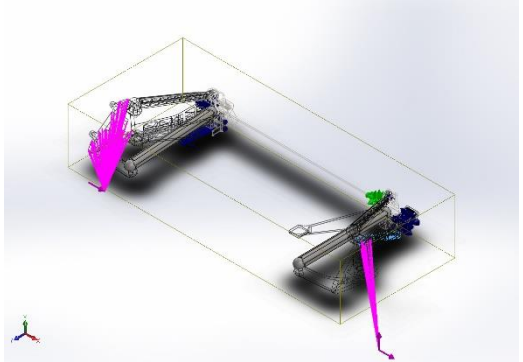
	<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento</p>	<p>No hay datos</p>
---	--	---------------------

Conector de apoyo - 2				
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-4353.6	0	0	4353.6
Fuerza cortante (N)	0	-2081.9	-432.66	2126.4
Momento flector (N.m)	0	-548.1	-516.74	753.28

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto		
Contacto-18		<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Valor de fricción: 0.05</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>		
Fuerza de contacto/rozamiento				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de contacto(N)	3.2117E-012	-4.2633E-014	4.718E-012	5.7075E-012
Fuerza de fricción(N)	-9.992E-014	7.6383E-014	0	1.2577E-013

Contacto-24		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>
Contacto-25		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p>

Contacto-26		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-27		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-28		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	21.2703 mm
Tamaño mínimo del elemento	4.25407 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Información de malla - Detalles


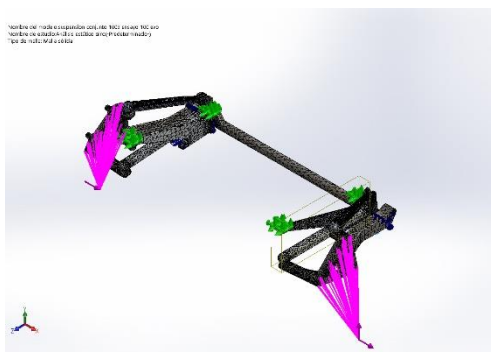

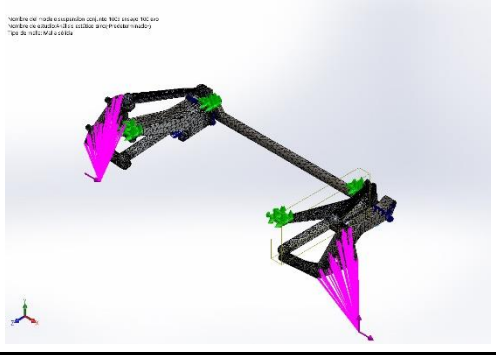
Número total de nodos	192843
Número total de elementos	112039
Cociente máximo de aspecto	508.15
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	88.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.23
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:29
Nombre de computadora:	

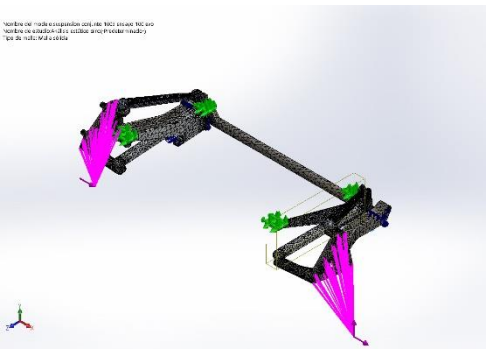
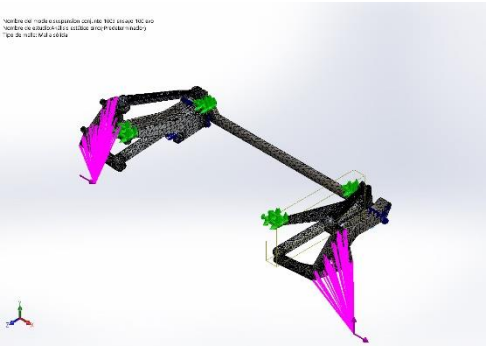


Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



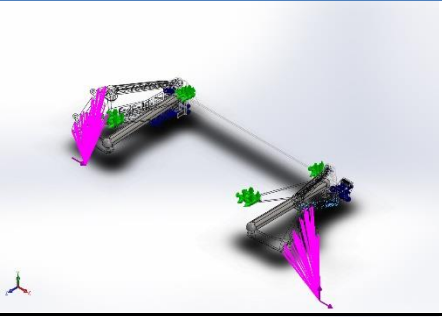
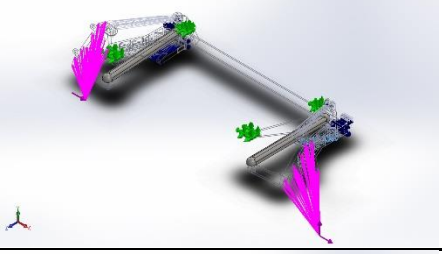
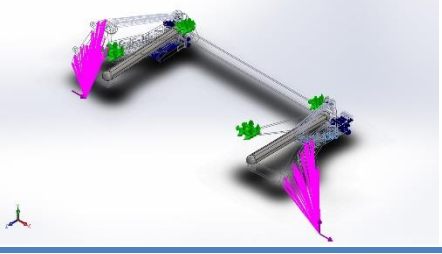
Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		<p>Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coefficiente: 1.5</p>

Control-2	 <p>Verifica del estado de tensiones con el MSX en el MSX Verifica el estado de tensiones con el MSX en el MSX Tipo de material: Alu 6061</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coeficiente: 1.5
Control-3	 <p>Verifica del estado de tensiones con el MSX en el MSX Verifica el estado de tensiones con el MSX en el MSX Tipo de material: Alu 6061</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coeficiente: 1.5
Control-4	 <p>Verifica del estado de tensiones con el MSX en el MSX Verifica el estado de tensiones con el MSX en el MSX Tipo de material: Alu 6061</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coeficiente: 1.5
Control-5	 <p>Verifica del estado de tensiones con el MSX en el MSX Verifica el estado de tensiones con el MSX en el MSX Tipo de material: Alu 6061</p>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.10275 Coeficiente: 1.5

Control-6	 <small>*Verdadero del estado de tensiones con el MSX en un MSX 100 *Verdadero en simulación de la tensión en el MSX 100 *Tipo de material: MSX 100</small>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5
Control-7	 <small>*Verdadero del estado de tensiones con el MSX en un MSX 100 *Verdadero en simulación de la tensión en el MSX 100 *Tipo de material: MSX 100</small>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5
Control-8	 <small>*Verdadero del estado de tensiones con el MSX en un MSX 100 *Verdadero en simulación de la tensión en el MSX 100 *Tipo de material: MSX 100</small>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5
Control-9	 <small>*Verdadero del estado de tensiones con el MSX en un MSX 100 *Verdadero en simulación de la tensión en el MSX 100 *Tipo de material: MSX 100</small>	Entidades: 1 componente(s) Unidades: mm Tamaño: 7.17076 Coefficiente: 1.5

Detalles del sensor

Nombre del sensor	Ubicación	Detalles del sensor
Tensión1		<p>Valor: 2.8567e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión2		<p>Valor: 2.8567e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>
Tensión3		<p>Valor: 2.8567e+009 N/m²</p> <p>Entidades :</p> <p>Resultado :Tensión</p> <p>Componente :VON: Tensión de von Mises</p> <p>Criterio :Máx. de modelos</p> <p>Criterio de paso: En todos los pasos</p> <p>Paso nº:1</p> <p>Valor de aviso: NA</p>

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-3829.53	-8900.43	0.0117645	9689.33

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

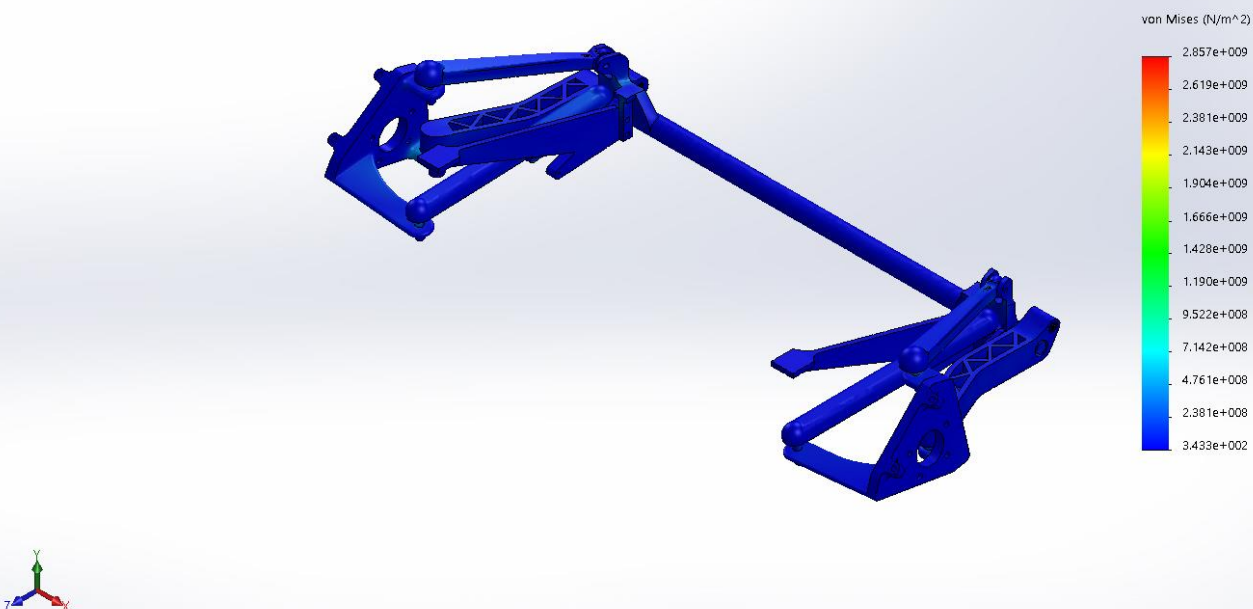
Vigas

No hay datos

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	343.282 N/m ² Nodo: 106001	2.8567e+009 N/m ² Nodo: 17419

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 18835	13.1692 mm Nodo: 130311

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro-Desplazamientos-Desplazamientos1

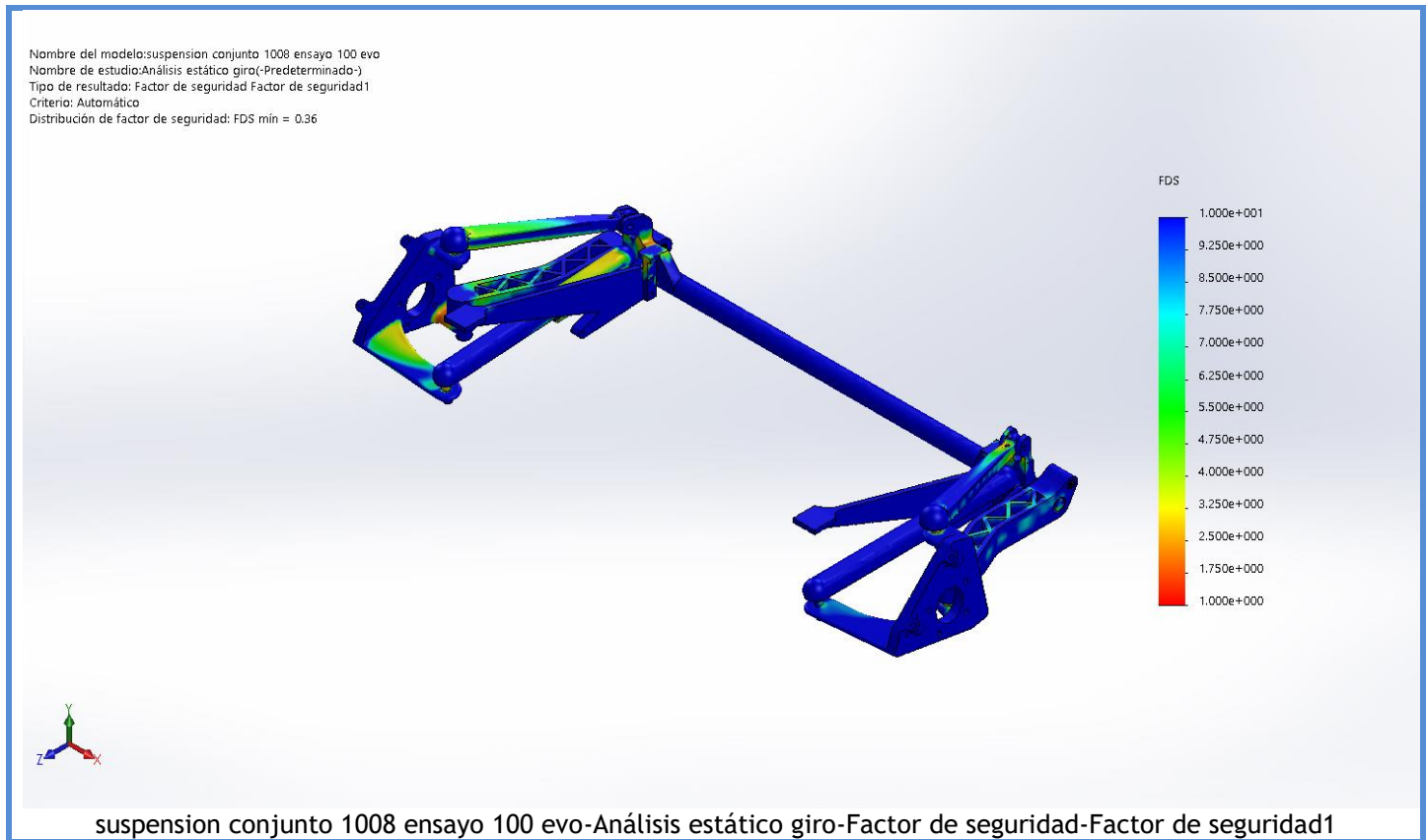
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.99068e-009 Elemento: 60905	0.00629215 Elemento: 9752

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Análisis estático giro(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Análisis estático giro-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	0.361478 Nodo: 172958	1.83523e+006 Nodo: 106001



Conclusión

Tras el ensayo se aprecia como el sistema es sometido a grandes esfuerzos, los cuales los soporta el sistema ya que las tensiones no se aproximan a las máximas de los materiales. Los desplazamientos son contenidos para la magnitud de las fuerzas y se concentran mayormente en puntos muy concretos. En cuanto al factor de seguridad, es menor que en otros ensayos, debido a que las fuerzas son elevadas. A pesar de eso, el sistema resiste el esfuerzo, el cual en la vida real sería inferior ya que el vehículo en estas condiciones no sería capaz de acelerar tanto y girar la cantidad indicada en una misma acción.



Simulación de suspension conjunto 1008 ensayo fatiga

Fecha: viernes, 6 de marzo de 2020

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Fatiga giro +carga

Tipo de análisis: Fatiga (Amplitud constante)

Tabla de contenidos

Descripción	118
Suposiciones	119
Información de modelo	119
Propiedades de estudio	123
Unidades	123
Propiedades de material	124
Opciones de carga	127
Resultados del estudio	128
Conclusión	129

Descripción

Ensayo a fatiga del sistema para el supuesto del ensayo de giro y aceleración, en el cual las fuerzas verticales de la masa se unen a las fuerzas transversales debidas al giro.

Suposiciones


En este ensayo se supone las mismas características que en el caso del ensayo para carga máxima en giro y aceleración. Para la variación de las fuerzas, se ha supuesto la variación de estas entre su valor máximo del ensayo y cero como mínimo.

Información de modelo



Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Configuración actual: Predeterminado


Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa: 1.81396 kg Volumen: 0.000645536 m³ Densidad: 2810 kg/m³ Peso: 17.7768 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061d.SLDPRT Mar 05 11:40:56 2020</p>

<p>Redondeo3</p> 	Sólido	<p>Masa:1.8134 kg Volumen:0.000645339 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:17.7714 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Brazo principal0061i.SLDPRT Mar 05 11:40:56 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77305 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>
<p>Cortar-Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.180924 kg Volumen:2.31954e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:1.77306 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Part100.sldprt Mar 05 11:41:08 2020</p>

	Sólido	Masa:9.39977 kg Volumen:0.0012051 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:92.1178 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\Subchasis 3000.SLDPRT Mar 05 11:41:04 2020
	Sólido	Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Mar 05 11:41:24 2020
	Sólido	Masa:1.43192 kg Volumen:0.000183579 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:14.0328 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo superior 0032.SLDPRT Mar 05 11:41:24 2020
	Sólido	Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020
	Sólido	Masa:2.69003 kg Volumen:0.000344875 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:26.3623 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\brazo trasero 0063.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020
	Sólido	Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020
	Sólido	Masa:0.0445792 kg Volumen:5.06582e-006 m³ Densidad:8800 kg/m³ Peso:0.436876 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\cojinete 1 bsup.SLDPRT Mar 05 11:41:02 2020

<p>Redondeo18</p> 	Sólido	<p>Masa:5.17717 kg Volumen:0.000663739 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.7363 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034d.SLDPR Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Redondeo20</p> 	Sólido	<p>Masa:5.1898 kg Volumen:0.000665358 m³ Densidad:7800.01 kg/m³ Peso:50.86 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\mangueta 0034i.SLDPR Mar 05 11:41:06 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Revolución1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.466767 kg Volumen:5.98419e-005 m³ Densidad:7800 kg/m³ Peso:4.57431 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\part102.SLDPR Mar 05 11:41:02 2020</p>
<p>Redondeo1</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03037 kg Volumen:0.000366679 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.0976 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interio ir.SLDPR Mar 05 11:41:06 2020</p>
<p>Redondeo4</p> 	Sólido	<p>Masa:1.03528 kg Volumen:0.000368427 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:10.1457 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\soporte interior.SLDPR Mar 05 11:41:06 2020</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m³ Densidad:2810 kg/m³ Peso:1.47118 N</p>	<p>E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPR Mar 05 11:41:08 2020</p>

Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:0.15012 kg Volumen:5.34236e-005 m ³ Densidad:2810 kg/m ³ Peso:1.47118 N	E:\TFG\conjunto tlrs\caitta\subchasis anclaje.SLDPR Mar 05 11:41:08 2020
--	--------	---	---


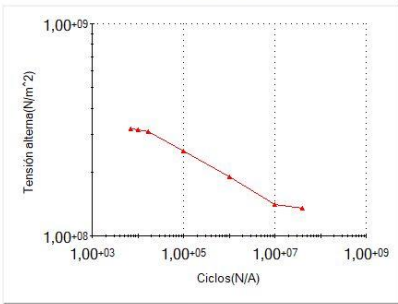

Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Fatiga giro +carga
Tipo de análisis	Fatiga(Amplitud constante)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calcular tensiones alternas usando	Intensidad de tensión (P1-P3)
Cara de elemento SHELL	Cara superior
Corrección de la tensión media	Ninguno
Factor de reducción de resistencia a la fatiga	1
Vida infinita	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (E:\TFG\conjunto tlrs\caitta)

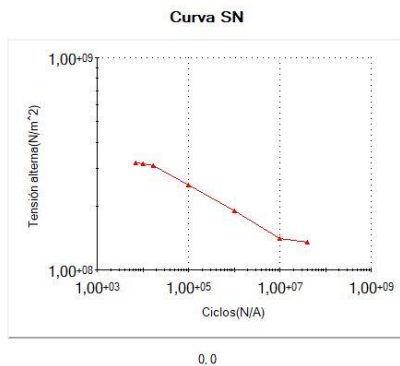
Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 7075-T6 (SN)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p>	<p>Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061d-1), Sólido 1(Redondeo3)(Brazo principal0061i-1), Sólido 1(Redondeo1)(soporte interio ir-1), Sólido 1(Redondeo4)(soporte interior-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(subchasis anclaje-2)</p>
<p>Datos de curva:</p> <div> <p>Curva-0(R=-1)</p>  <p>Curva-0(R=-1)</p> </div>		
	<p>Nombre: 1.6773 (36NiCrMo16)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-2), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-3), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-5), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-6), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-7), Sólido 1(Cortar-Revolución1)(Part100-9), Sólido 1(Revolución1)(part102-1).</p>

		Sólido 1(Revolución1)(part102-2)
<p>Datos de curva:</p> <div data-bbox="126 384 565 772"> <p>SN curve</p> </div> <p>SN curve</p>		
	<p>Nombre: 1.6580 (30CrNiMo8)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p>	<p>Sólido 1(Redondeo7)(Subchasis 3000-1), Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-1), Sólido 1(Cortar-Extruir5)(brazo superior 0032-2), Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-2), Sólido 1(Redondeo7)(brazo trasero 0063-3), Sólido 1(Redondeo18)(mangueta 0034d-3), Sólido 1(Redondeo20)(mangueta 0034i-2)</p>
<p>Datos de curva:</p>		



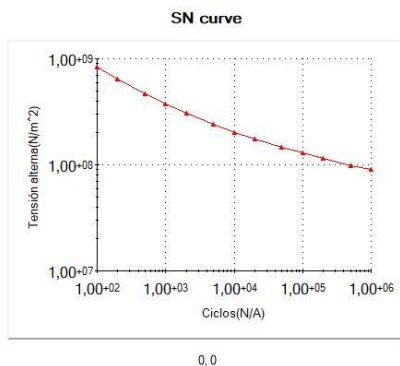
Curva SN



Nombre: 2.1030 (CuSn8P)
Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.

Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-1),
 Sólido 1(Saliente-Extruir2)(cojinete 1 bsup-2)

Datos de curva:



SN curve

Opciones de carga

Nombre del evento	N.º de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Incremento
Suceso-1	1000000	Con base en 0 (LR=0)	Análisis estático	1	0
			giro+acelera		

Resultados del estudio

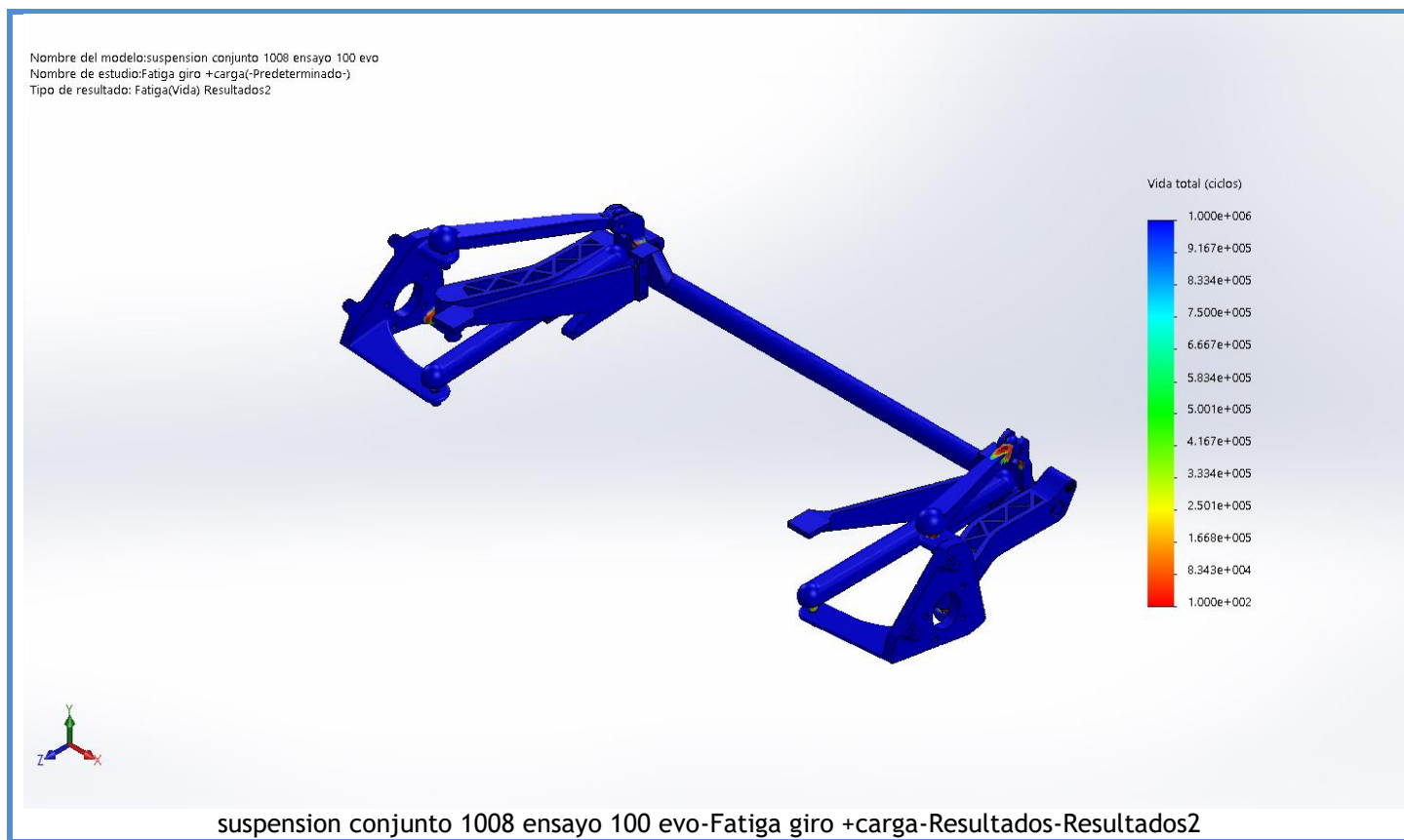
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Resultados1	Daño acumulado	2.5 Nodo: 1	324908 Nodo: 18348

Nombre del modelo: suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo
Nombre de estudio: Fatiga giro +carga-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Fatiga(Daño) Resultados1



suspension conjunto 1008 ensayo 100 evo-Fatiga giro +carga-Resultados-Resultados1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Resultados2	Vida total	307.78 ciclos Nodo: 18348	4e+007 ciclos Nodo: 1



Conclusión

Tras el ensayo de fatiga se aprecia como la fatiga acusa solo a partes muy concretas, las cuales basicamente son las rotulas del sistema, causa por la cual se ha decidido adquirirlas a un proveedor externo. Tambien la fatiga afecta a ciertos puntos muy concretos de elementos de la suspension. El resultado obtenido se considera satisfactorio ya que como se ha comentado, las fuerzas estan maximizadas y en realidad serian inferiores, lo que daría mayor vida. Tambien es una situacion que se da con poca frecuencia, así que a pesar de que el numero de ciclos puede parecer bajo, la vida del sistema es elevada.

